

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robototechniky

Pojízdný manipulátor pro pacienty s omezenou pohyblivostí

A Mobile Manipulator for Patients with Disability

Student:

Bc. Tomáš Bartek

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn

Ostrava 2012

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Tomáš Bartek

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2301T013 Robotika

Téma:

**Pojízdný manipulátor pro pacienty s omezenou pohyblivostí
A Mobile Manipulator for Patients with Disability**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte analýzu současných pojízdných manipulátorů pro manipulaci s pacienty s omezenou pohyblivostí. Na základě této analýzy stanovte vhodné parametry mobilního manipulátoru pro zvednutí a přeložení pacienta pomocí textilních závěsů.
2. Navrhněte varianty koncepčního řešení mobilního manipulátoru včetně koncepčního návrhu pohonného systému a ovládacího panelu.
3. Vybrané koncepční řešení rozpracujte do úrovně detailního 3D modelu a podkladů pro výrobu.
4. Práci doplňte podrobnou technickou dokumentací. Výkresovou dokumentaci vypracujte dle pokynů vedoucího práce.
5. Práci též doložte v elektronické podobě ve formátu MS WORD a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynů vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

1. Borden, C.M. *PHAMA - Patient Handling and Movement Assessments: A White Paper*. Dallas (USA): The Facility Guidelines Institute, 2010, 147 pp.
2. Skařupa, J. – Mostýn, V. *Teorie průmyslových robotů*. 1. vydání. Košice: Viena Košice, 2000. 146 s. ISBN 80-88922-35-6.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Tomáš Bartek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Za školkou 15, Ostrava – Bartovice, 717 00

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BARTEK, T. *Pojízdný manipulátor pro pacienty s omezenou pohyblivostí*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robototechniky, 2012, 80 s. Vedoucí práce: prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn

V diplomové práci je zpracován projekt mobilního manipulátoru pro pacienty s omezenou pohyblivostí. V úvodu práce je proveden popis mobilního zvedáku a analýza současných mobilních zvedáků. Na základě stanovených závěrů z provedené analýzy je sestaven požadavkový list. V práci jsou navrženy tři varianty koncepčního řešení mobilního manipulátoru. Pomocí hodnotové analýzy je vybráno optimální řešení, které se dále zpracovává. Druhá část práce je zaměřena na konstrukční návrh optimální varianty, který je zpracován formou modelu v programu Pro/Engineer. V závěru práce je provedeno zhodnocení dosažených výsledků. Výkresová dokumentace diplomové práce obsahuje sestavný výkres mobilního manipulátoru, podsestavný výkres subsystému mobility a manipulační nástavby.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

BARTEK, T. *A Mobile Manipulator for Patients with Disability: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Robotics, 2012, 80 p. Thesis head: prof. Dr. Ing. Vladimír Mostýn

In my master thesis is processed the project of a mobile manipulator for patients with disability. A mobile patient lift and analysis of current mobile patient lifts is described at the beginning of work. According to the conclusions of the analysis is compiled a datasheet. The project is executed in 3 versions of a conceptual solution of the mobile manipulator. Using value analysis, the optimal solution is selected and further processed. There is a structural design of the mobile manipulator, which is also processed like a model in Pro/Engineer program in the second part of my master thesis. In conclusion, the thesis is an evaluation of results. Drawing documentation of the master thesis contains the compiled drawing of the mobile manipulator, compiled drawing of mobile subsystem and compiled drawing of manipulation extension.

OBSAH

strana

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZNAČEK.....	8
0 ÚVOD.....	10
1 NASAZENÍ SERVISNÍCH ROBOTŮ VE ZDRAVOTNICTVÍ.....	11
2 MOBILNÍ ZVEDÁK PRO PACIENTY S OMEZENOU POHYBLIVOSTÍ.....	13
2.1 Schéma principu funkce mobilního zvedáku	14
2.2 Pohon – elektrický lineární aktuátor	15
2.3 Závěsný vak	17
3 ANALÝZA MOBILNÍCH ZVEDÁKŮ PRO IMOBILNÍ OSOBY	18
3.1 Zvedáky společnosti OXFORD	18
3.2 Zvedáky společnosti LIKO	19
3.3 Zvedáky společnosti DAYS HEALTHCARE	21
3.4 Zvedáky společnosti FRANCE REVAL.....	22
3.5 Zvedáky společnosti REBOTEC	23
3.6 Přehled mobilních zvedáků	24
3.7 Závěry vyplývající z rešerše	25
4 POŽADAVKOVÝ LIST.....	26
5 NÁVRH VARIANT	27
5.1 Varianta A	27
5.1.1 Schéma pohonu	28
5.1.2 Technické parametry.....	28
5.2 Varianta B	30
5.2.1 Schéma pohonu	31
5.2.2 Technické parametry.....	31
5.3 Varianta C	33
5.3.1 Schéma pohonu	34
5.3.2 Technické parametry.....	34
6 VÝBĚR OPTIMÁLNÍ VARIANTY.....	36
6.1 Kritéria hodnocení.....	36
6.2 Bodovací stupnice	36
6.3 Váha významnosti.....	36
6.4 Hodnocení jednotlivých kritérií	37
6.5 Určení významnosti kritérií	38
6.6 Výběr optimální varianty	40
7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MOBILNÍHO ZVEDÁKU	42

7.1	Pohonná jednotka subsystému mobility.....	43
7.1.1	Komutátorový DC motor GR 63Sx55.....	44
7.1.2	Dvoustupňová planetová převodovka PLG 60.....	44
7.1.3	Brzda E 46 A	44
7.1.4	Enkodér RE 20	44
7.2	Ovládání pohonné jednotky	45
7.3	Systém rozevírání lyžin.....	46
7.3.1	Lineární aktuátor LA23.....	46
7.4	Kola mobilního manipulátoru	47
7.4.1	Kolo RAD 160 x 40.....	47
7.4.2	Pojezdové otočné kolo RAL9002.....	47
7.5	Energetický subsystém.....	48
7.5.1	Akumulátor LA-12V20-NB.....	48
7.6	Systém manipulace horního ramene	49
7.6.1	Lineární aktuátor LA32.....	49
7.6.2	Řídicí jednotka CBJ-CARE	49
7.6.3	Ruční ovladač HD80	50
7.7	Kolébka a digitální váha	51
7.8	Uchycení manipulační nástavby k subsystému mobility	52
7.9	Krytování manipulátoru	53
8	NÁVRHOVÉ A KONTROLNÍ VÝPOČTY ZÁKLANÍCH KONSTR. PRVKŮ ...	54
8.1	Návrh pohonu.....	54
8.2	Kontrolní výpočet pohonné jednotky.....	58
8.3	Výpočet potřebného statického momentu brzdy.....	59
8.4	Návrh ložisek uložení redukční hřídele kola.....	60
8.5	Výpočet reakcí v ramenech mobilního manipulátoru	61
8.6	Dynamická analýza horního ramene.....	64
8.7	Dynamická analýza lyžin manipulátoru.....	65
8.8	Výpočet přibližné doby provozu subsystému mobility.....	66
8.9	Určení doby provozu lineárních aktuátorů.....	67
9	EKONOMICKÉ ZHODNOCENÍ	69
10	ZÁVĚR.....	71
11	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	73
12	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ	76
13	SEZNAM POUŽITÝCH TABULEK.....	78
14	SEZNAM POUŽITÝCH GRAFŮ	79
15	SEZNAM PŘÍLOH.....	80

Seznam použitých symbolů a značek

<i>Symbol</i>	<i>Význam</i>	<i>Jednotka</i>
a_m	zrychlení manipulátoru	$[m \cdot s^{-2}]$
C_{23}	počet cyklů lineárního aktuátoru LA23	$[-]$
C_{32}	počet cyklů lineárního aktuátoru LA32	$[-]$
F	zatěžující síla horního ramene	$[N]$
F_f	valivý odpor	$[N]$
F_{fK}	valivý odpor kola	$[N]$
F_g	tíhová síla	$[N]$
F_h	hnací síla	$[N]$
F_{hj}	hnací síla na jednom kole	$[N]$
F_s	odpor stoupání	$[N]$
F_v	vzdušný odpor	$[N]$
F_z	odpor zrychlení	$[N]$
F_{zp}	odpor zrychlení posuvné části manipulátoru	$[N]$
F_{zr}	odpor zrychlení rotujících částí	$[N]$
f_k	součinitel valivého odporu kola	$[-]$
G	celková tíha manipulátoru	$[N]$
g	gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
I_{23}	odběr proudu lin. aktuátoru LA23 při max. zatížení	$[A]$
I_{32}	odběr proudu lin. aktuátoru LA32 při max. zatížení	$[A]$
I_C	celkový odběr proudu subsystému mobility	$[A]$
i	počet kol	$[-]$
i_{mp}	maximální převodový poměr	$[-]$
i_p	převodový poměr převodovky	$[-]$
J_{Ki}	hmotnostní moment setrvačnosti i-tého kola	$[kg \cdot m^2]$
K	kapacita akumulátoru subsystému mobility	$[A \cdot h]$
K_A	kapacita akumulátoru lineárního aktuátoru	$[A \cdot h]$
M_B	statický moment brzdy	$[N \cdot m]$
M_{Bp}	potřebný statický moment brzdy	$[N \cdot m]$
M_{hj}	krouticí moment jednoho hnacího kola	$[N \cdot m]$
M_m	krouticí moment motoru	$[N \cdot m]$

M_{sk}	skutečný kroutící moment na hnacím kole	[N·m]
m_c	celková hmotnost manipulátoru včetně objektu manipulace	[kg]
m_m	hmotnost manipulátoru	[kg]
m_{OM}	hmotnost objektu manipulace	[kg]
n	počet kol manipulátoru	[-]
n_{hj}	otáčky hnacího kola	[min ⁻¹]
n_k	počet poháněných kol manipulátoru	[-]
n_{sk}	skutečné otáčky na hnacím kole	[min ⁻¹]
n_m	otáčky motoru	[min ⁻¹]
P_{hj}	výkon jednoho hnacího kola	[W]
P_m	výkon motoru	[W]
P_{sk}	skutečný výkon na hnacím kole	[W]
q	váha významnosti	[-]
R_1	reakce v horním rameni manipulátoru	[N]
R_2	reakce v kloubu horního ramene manipulátoru	[N]
R_3	reakce v nosném rameni manipulátoru	[N]
R_A	reakce v podpoře A	[N]
R_B	reakce v podpoře B	[N]
r_k	valivý poloměr kola	[m]
r_{ki}	valivý poloměr i-tého kola	[m]
T	výdrž akumulátoru mobilního subsystému	[min ⁻¹]
T_{23}	časová doba jednoho cyklu lin. aktuátoru LA23 při max. zatížení	[s]
T_{32}	časová doba jednoho cyklu lin. aktuátoru LA32 při max. zatížení	[s]
v	počet voleb	[-]
v_{23}	rychlost lin. aktuátoru LA23 při max. zatížení	[mm·s ⁻¹]
v_{32}	rychlost lin. aktuátoru LA32 při max. zatížení	[mm·s ⁻¹]
v_m	rychlost manipulátoru	[m·s ⁻¹]
Z_K	radiální reakce vozovky	[N]
α	úhel stoupání rampy	[°]
η_p	účinnost převodovky	[%]
ϑ	součinitel vlivu rotačních částí	[-]

0 Úvod

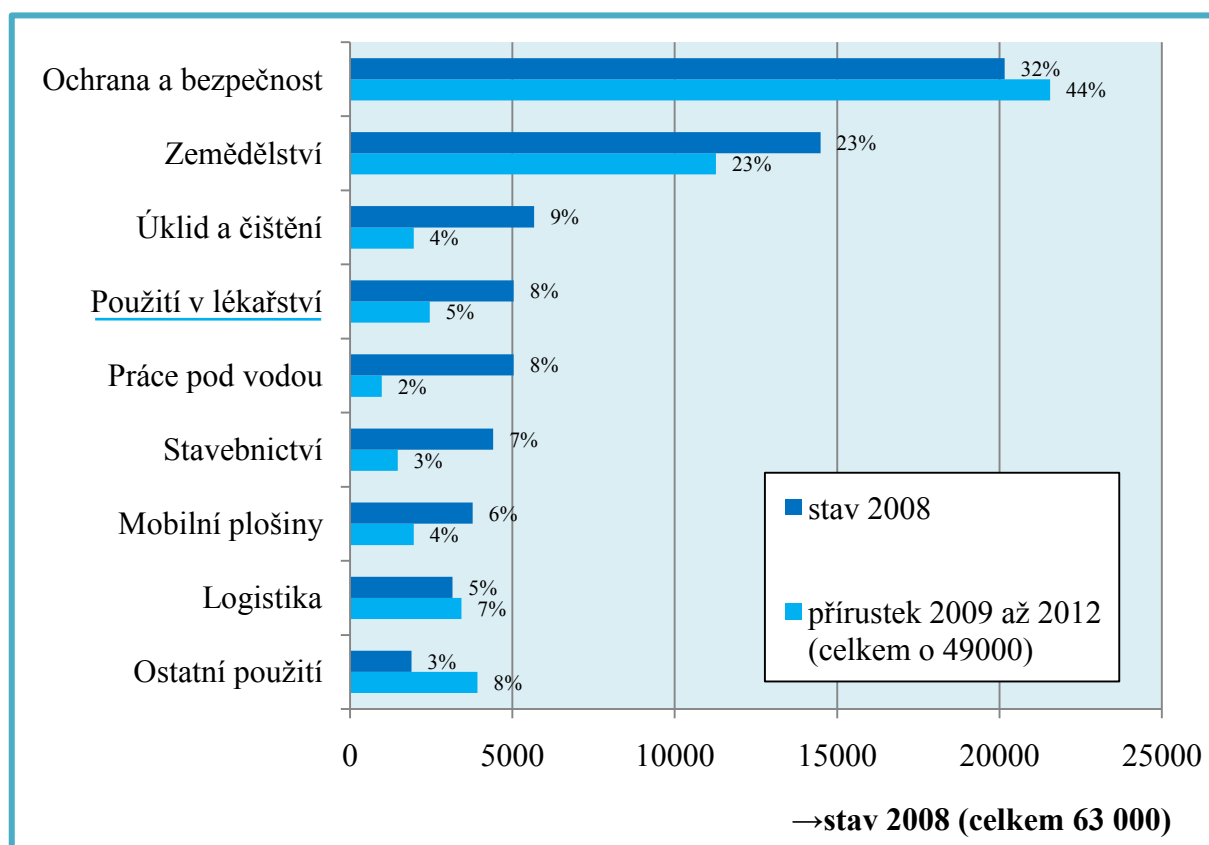
Moderní společnost klade stále větší důraz na kvalitu, spolehlivost, přesnost, rychlost a bezpečnost nejen při výrobě, ale i při obslužných procesech. To vede k stále častějšímu zavádění automatizace a robotizace nejen ve strojírenských, ale i v nestrojírenských oblastech. Nasazení servisních robotů v nevýrobních oblastech stále roste a jejich škála nasazení je velmi rozsáhlá (od domácího použití, až po kosmický průmysl).

Servisní robot je definovaný jako technické zařízení, které vykonává netechnologické servisní činnosti. Výhoda servisních robotů je jejich aplikace v nebezpečném, nevhodném nebo nedostupném prostředí pro člověka. Jejich základní rozdělení je podle typu prostředí a to na Indoor (vnitřní prostředí) a Outdoor (venkovní prostředí). Dále je můžeme rozdělit podle různých hledisek (lokomčního ústrojí, konstrukce, účelu a místa nasazení, atd..). Z konstrukčního hlediska posuzujeme jejich způsob pohybu, velikost a tvar. Servisní roboty jsou tvořeny jednotlivými subsystemy. Subsystem mobility umožňuje pohyb robotu autonomně, nebo je řízený pomocí operátora. V dnešní době už nejsou servisní roboty jenom ojedinělá jednoúčelová zařízení s unikátní konstrukcí, ale vyrábí se i sériově, což přineslo snížení výrobních nákladů a jejich velké rozšíření.

Cílem diplomové práce je návrh mobilního manipulátoru pro pacienty s omezenou pohyblivostí. První část práce bude zaměřena na popis a funkci mobilního zvedáku. Na základě provedené analýzy dostupných mobilních zvedáků na našem trhu, budou stanoveny požadavky, které musí být dodrženy při konstrukčním návrhu variant. Pomocí hodnotové analýzy bude vybrána varianta, která bude dále zpracována do optimálního řešení. Druhá část práce bude zaměřena na konstrukční řešení mobilního manipulátoru a potřebné výpočty v rozsahu stanovené vedoucím práce. Optimální varianta mobilního manipulátoru bude zpracována formou modelu v programu Pro/Engineer Wildfire 5. Celá práce bude doložena sestavným výkresem mobilního manipulátoru, podsestavným výkresem subsystemu mobility a podsestavným výkresem manipulační nástavby.

1 Nasazení servisních robotů ve zdravotnictví

Nasazení servisních robotů v nevýrobních oblastech stále roste. V roce 2008 se evidovalo asi 63 000 servisních robotů v hodnotě 11 miliard amerických dolarů pro profesionální použití v různých nevýrobních oblastech, jako např. ochrana a bezpečnost, zemědělství, úklid a čištění, práce pod vodou, stavebnictví, logistika a v neposlední řadě ve zdravotnictví. Odhadovaný nárůst v letech 2009 až 2012 bude nejméně 49 000 servisních robotů pro profesionální použití, tzn., že jejich celkový počet vzroste na 112 000 kusů (viz. Graf 1-1).



Graf 1-1: Hlavní oblasti použití profesionálních servisních robotů (procenta se rozumí z celkového počtu, popř. z přírůstku.) ([1])

Lékařská oblast zaznamenává jeden z nejvyšších nárůstů servisních robotů. Moderní robotické systémy zvyšují kvalitu provedení chirurgického zákroku za hranice lidských možností a pro pacienta znamenají nejvyšší dosažitelnou bezpečnost operace. Vedle obrovských možností, které nabízejí servisní roboty v chirurgii, je mnoho dalších možností využití servisních robotů, jako např. stanovení přesné diagnózy, manipulační křesla v porodnictví a ortodoncii (viz. Obr. 1-1-A), nebo manipulátory pro transport pacientů. Manipulátory pro transport pacientů se rozdělují podle způsobu imobility a nemoci pacienta.

Nejčastěji to jsou lůžkové manipulátory (viz. Obr. 1-1-D), multifunkční křesla (viz. Obr. 1-1-B), stropní kolejnicové zvedáky (viz. Obr. 1-1-F) nebo mobilní zvedáky se závěsnou vložkou či sedačkou (viz. Obr. 1-1-C) sloužící pro přepravu pacientů v prostorách nemocnice. Zvláštní skupinu transportních manipulátorů tvoří elektrické invalidní vozíky (viz. Obr. 1-1-E), ovládané obvykle pomocí joysticku na dálkové ovládání, sloužící imobilním osobám ke každodennímu zvládnutí jinak nemožných vzdáleností. ([1])



Obr. 1-1: Příklad aplikace servisních robotů ve zdravotnictví

A – gynekologické křeslo ([2])

B – multifunkční křeslo ([2])

C – mobilní zvedák ([3])

D – transportní lehátko ([2])

E – elektrický invalidní vozík ([2])

F – stropní kolejnicový zvedák ([4])

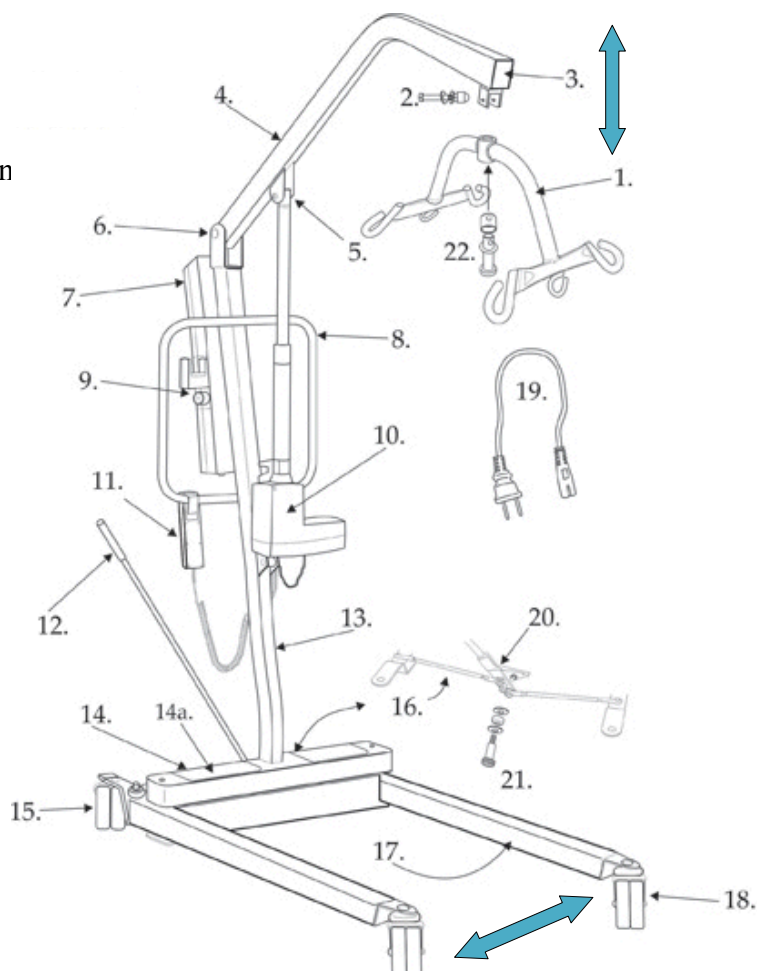
2 Mobilní zvedák pro pacienty s omezenou pohyblivostí

Mobilní zvedák pro pacienty s omezenou pohyblivostí nazývaný anglickým názvem „Medical lift“ nebo „Patient lift“ slouží k transportu imobilních osob nejen v prostorách nemocnice, ale i v různých jiných oblastech, jako např. přesun z osobního automobilu apod. Mobilní zvedák má několik výhod:

- umožňuje transport těžkých imobilních osob
- snižuje počet zdravotnického personálu potřebného k přemístění pacientů
- snižuje možnost zranění pacienta při manipulaci
- univerzálnost použití díky úhlovému natočení spodních ramen základu
- bezpečnost, spolehlivost, jednoduché ovládání

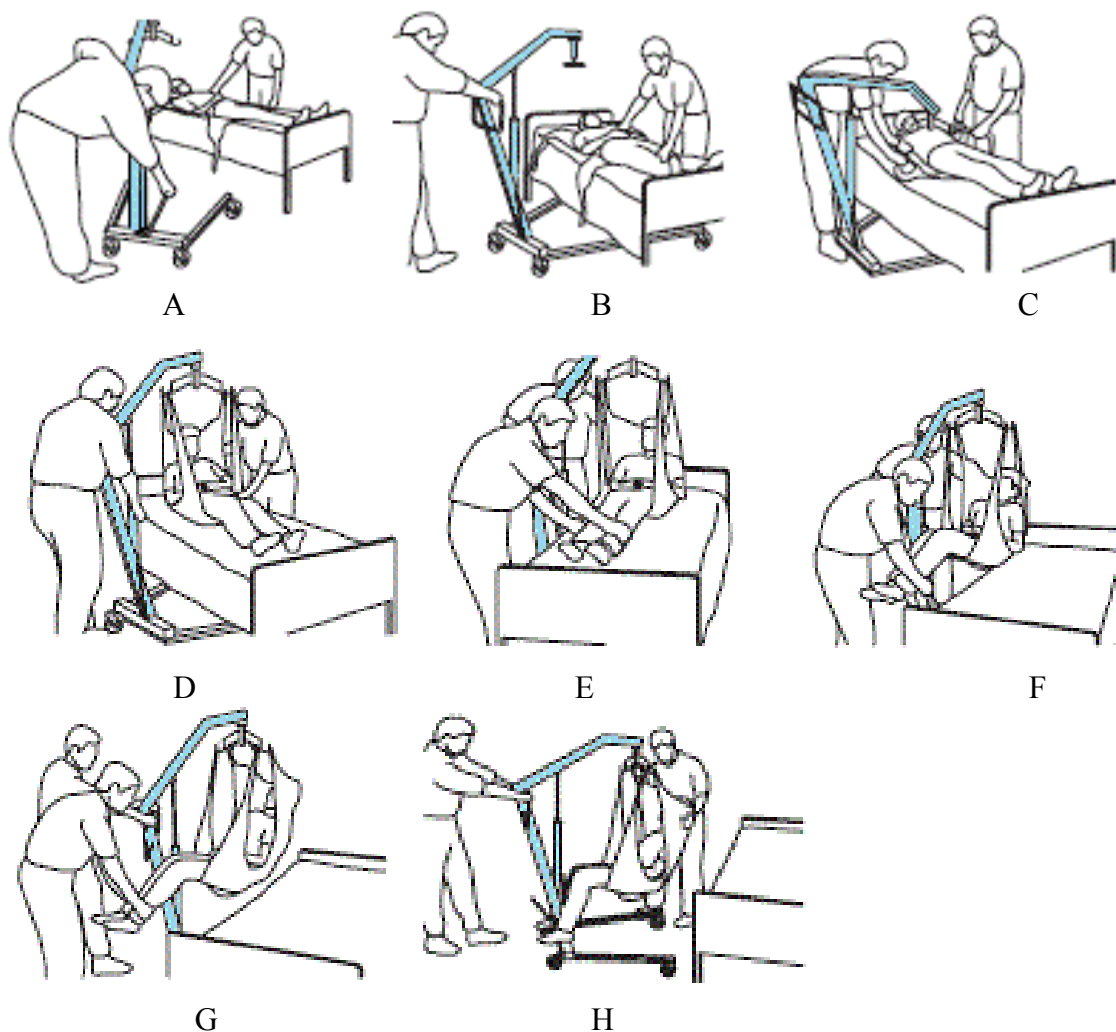
Legenda:

- [1] Kolébka (4-6 bodová)
- [2] Kotvící šroub kolébky
- [3] Krytka profilu
- [4] Polohovatelné rameno
- [5] Uchytení aktuátoru k ramen
- [6] Čep kloubu
- [7] Baterie
- [8] Rukojeť
- [9] Řídicí jednotka
- [10] Lineární aktuátor
- [11] Ruční ovládání
- [12] Rukojeť páky
- [13] Nosné rameno (stojan)
- [14] Rám základu
- [15] Pojezdové kolo s brzdou
- [16] Táhlo lyžin
- [17] Polohovatelné lyžiny
- [18] Pojezdové kolo
- [19] Napájecí kabel
- [20] Pákový mechanismus
- [21] Čep táhla
- [22] Čep kolébky



Obr. 2-1: Popis mobilního zvedáku ([5])

2.1 Schéma principu funkce mobilního zvedáku



Obr. 2-2: Schéma principu funkce zvedání a transportu pacienta ([5])

- A – Úhlové nastavení pojezdových lyžin základového rámu mobilního zvedáku do požadované polohy, pro zajištění potřebného najetí k vybranému objektu.
- B – Zasunutí mobilního zvedáku pod postel. Roztažení a ustavení závěsného vaku pod pacienta, který je vybrán s ohledem na postižení pacienta a místo transportu.
- C – Sklopení horního polohovatelného ramena mobilního zvedáku do požadované polohy (nad pacienta) k zavěšení a následnému zajištění popruhů závěsného vaku.
- D – Zahájení zvedání pacienta z postele (pomalá rychlost). Nejprve dochází k napnutí popruhů závěsné sedačky.
- E – Po napnutí popruhů závěsné sedačky dochází ke zvedání pacienta.
- F – Zvednutí pacienta do bezpečné výšky k manipulaci nad postelí.
- G – Nastavení (otočení) pacienta do požadované polohy určené k transportu.
- H – Transport na požadované místo (např. operační sál, invalidní vozík, auto, apod.).

2.2 Pohon – elektrický lineární aktuátor

Lineární aktuátor je zařízení, které převádí rotační pohyb motoru, přímo nebo pomocí transformačního bloku, na lineární pohyb. Elektromotor roztáčí pohybový šroub, který prostřednictvím zařezané matice vykonává lineární pohyb. Nejčastěji se používají pohybové šrouby kuličkové nebo válečkové. Vyvozená tlaková nebo tažná síla závisí především na výkonu motoru a průměru pohybového šroubu. Aktuátory s menší nosností a požadavkem na malé rozměry mají motor uložený v ose šroubu (viz. Obr. 2-3). Aktuátory s vyššími výkony mají motory uložené mimo osu šroubu a jejich rotační pohyb je transformován pomocí transformačního bloku (viz. Obr. 2-4, 2-5).



Obr. 2-3: Aktuátor s motorem v ose šroubu ([6])



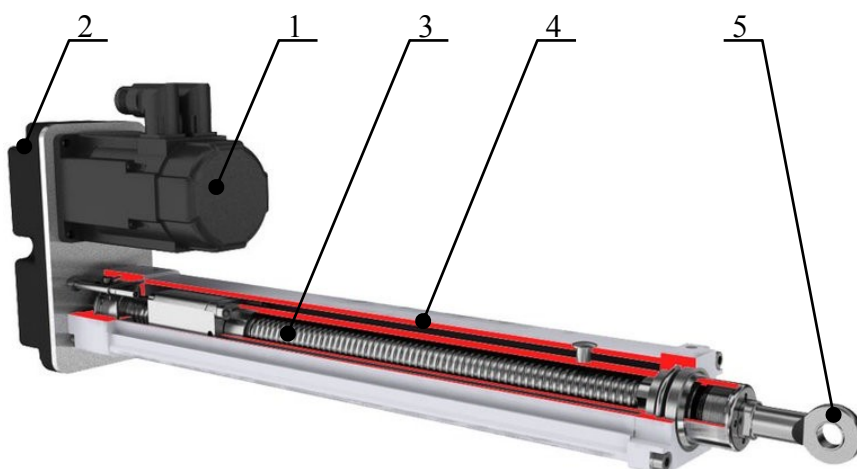
Obr. 2-4: Aktuátor s motorem mimo osu šroubu. Pohyb je transformován pomocí kuželového soukolí ([6])



Obr. 2-5: Aktuátor s motorem mimo osu šroubu. Pohyb je transformován pomocí čelního soukolí ([6])

Legenda:

- [1] Elektromotor
- [2] Převodovka
- [3] Pohybový šroub
- [4] Tělo aktuátoru
- [5] Úchytné oko



Obr. 2-4: Popis aktuátoru ([6])

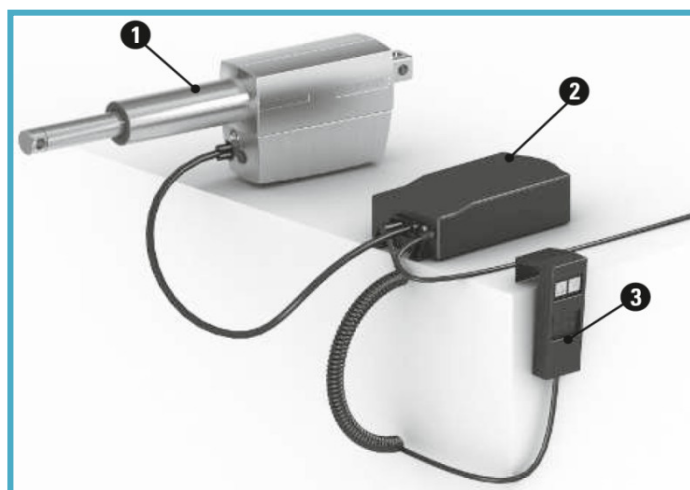
Z hlediska požadovaných vlastností a parametrů je lze rozdělit do dvou základních skupin podle oblasti nasazení:

- aktuátory pro průmyslové aplikace
- aktuátory pro zdravotnictví a ergonomii

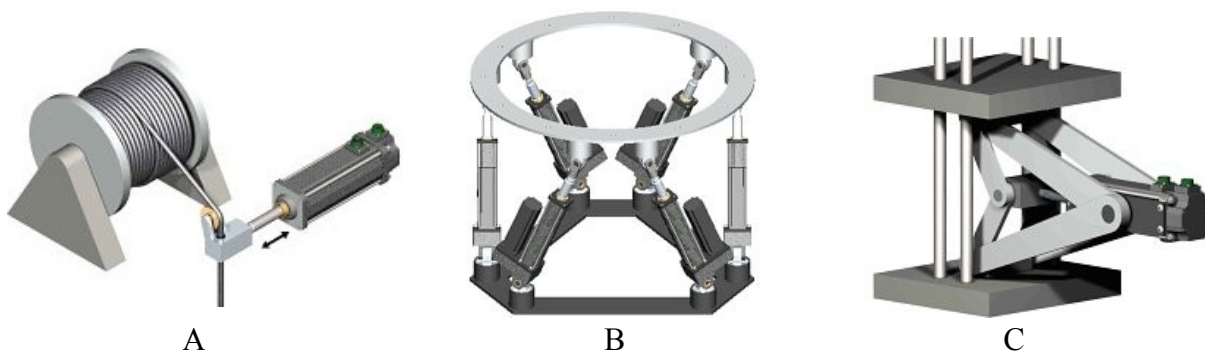
Lineární aktuátory ve zdravotnictví vyvíjejí tlakovou nebo tažnou sílu v rozmezí 200 – 12 000 N. Zajišťují bezpečný, tichý a čistý zdvih s přesnou kontrolou pohybu. Kompaktnost konstrukce zaručuje vysokou spolehlivost a malé zástavbové rozměry. Mohou zvedat, nastavovat, naklápět nebo tahat těžké předměty prostým stisknutím tlačítka. Kompletní systém (viz. Obr:2-7) se skládá z minimálně jednoho aktuátoru, řídicí jednotky a ručního ovladače, který slouží k ovládání pohybu jednotlivých aktuátorů. ([6])

Legenda:

- [1] Elektrický lineární aktuátor
- [2] Řídicí jednotky (kontrolbox)
- [3] Ruční ovladač



Obr. 2-5: Schéma kompletního systému aktuátoru ([7])

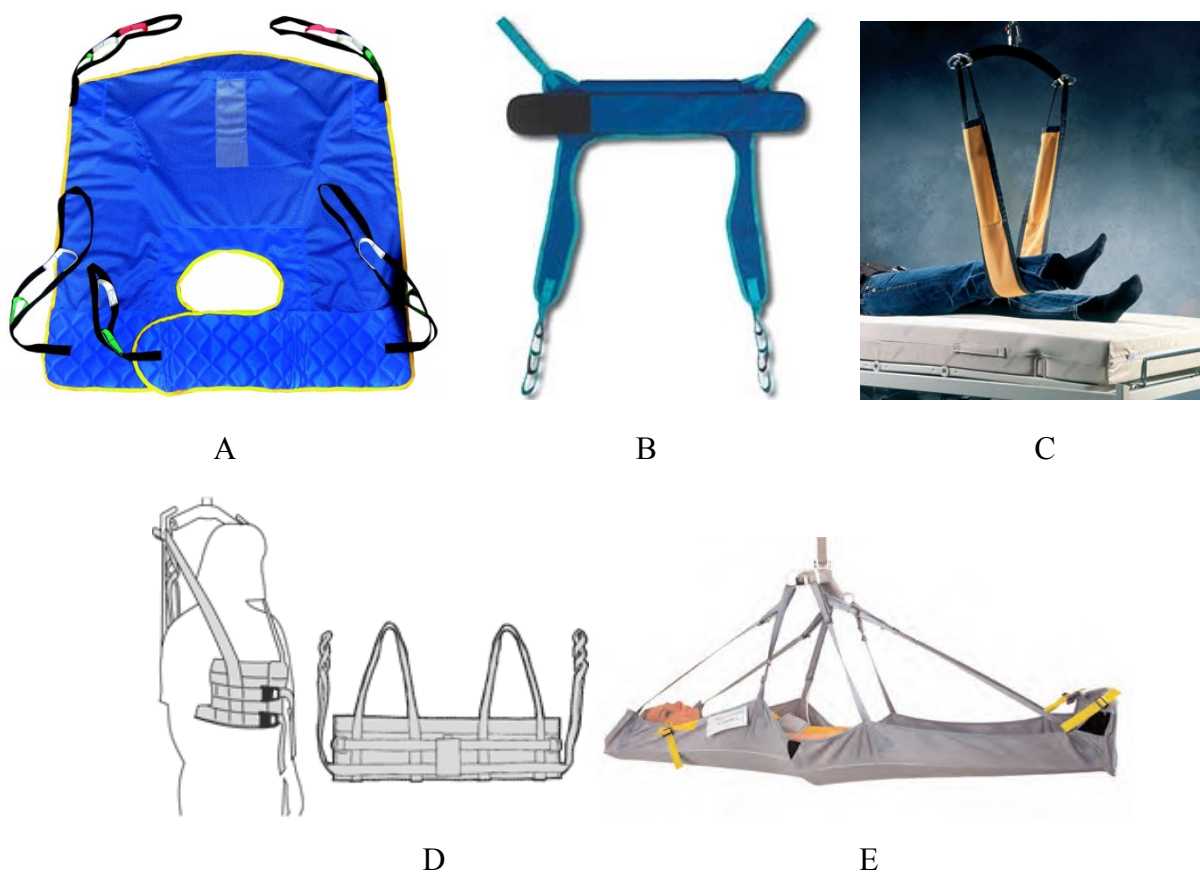


Obr. 2-6: příklady použití lin. aktuátorů ([8])

- A – navíjení materiálu
- B – paralelní struktura (hexapod)
- C – výroba plastů

2.3 Závěsný vak

Na trhu je v současné době k dispozici celá řada vaků pro různá použití (přepravní, toaletní, koupací, komfortní, nácvik chůze) a pro různé stupně postižení přepravované osoby (bez opory hlavy, s oporou hlavy, zpevněné, pro amputáře). Podle způsobu a místa použití (suché, mokré), jsou vyrobeny z různých materiálů (nylon, polyester, manšestr). Dodávají se v různých velikostech (S, M, L, XL, XXL) a mají více možností zavěšení (dvou, tří i čtyřbodové zavěšení na zvedací systém) pro ideální přepravní podmínky. Dosahují nosnosti až 450kg.



Obr. 2-7: Příklady závěsných vaků ([9])

- A – Závěs Delux s nosností 190 kg. Pro pacienty se svalovou plegií a nízkou amputací.
- B – Vodě odolná toaletní sedačka z nylonu s bezpečnostním pásem na suchý zip.
- C – Podpěrný vak pro zavěšení dolních končetin.
- D – Závěsný vak Master-vest pro nácvik chůze pacientů v rámci rehabilitace. Nosnost 300kg.
- E – Závěsný vak určený pro transport osob v ležící poloze. Nosnost 160kg.

3 Analýza mobilních zvedáků pro imobilní osoby

3.1 Zvedáky společnosti OXFORD

Sunlift

Mobilní zvedák Sunlift (viz. Obr. 3-1) je určen především pro domácí účely. Dodává se ve třech verzích. Sunlift Mini 130, Mini 150 a Major 175. Jak název napovídá, číselný údaj vždy značí nosnost daného zvedáku, např. Major 175 dosahuje nosnosti 175 kg a max. výšky zdvihu 1700 mm. Všechny verze jsou dostupné v elektrické verzi a jsou vybaveny světelným a zvukovým hlásičem úplného vybití. Konstrukce rámu je z ocele. Mobilní zvedák Sunlift zajišťuje maximální bezpečnost a snadnou obsluhu. ([10])



Obr. 3-1: Sunlift ([10])

Stature

Oxford Stature (viz. Obr. 3-2) s nosností 227 kg a s velkým výškovým rozsahem zvedání (min. celková výška 390 mm a max. celková výška 1550 mm) je vhodný ke komfortnímu provádění i nejsložitějších přesunů. Konstrukce rámu je ze slitiny hliníku. Celková hmotnost zvedáku je 73,5 kg. K dispozici je široké portfolio doplňků. Dodávaná hrazda je čtyř nebo šestibodová, manuálně i elektricky polohovatelná. ([10])



Obr. 3-2: Stature ([10])

Advance

Mobilní zvedák (viz. Obr. 3-3) s nosností 155kg je díky svým malým rozměrům velice obratný. Způsob zvedání je zajištěn prostřednictvím elektrického aktuátoru. Hliníková konstrukce přispívá k malé hmotnosti zvedáku (31,7 kg). Výška zdvihu je 1690 mm. Díky možnosti složení je vhodný pro domácí použití i pro náročné uživatele, popř. pro menší pečovatelské provozy. ([10])



Obr. 3-3: Advance ([10])

Arise

Oxford Arise (viz. Obr. 3-4) firmy Oxford je adaptabilní zvedací zařízení s nosností 170 kg, které dokáže uživatele přesunout z nízké pozice sezení až do plně vzpřímeného postoj (min. celková výška 1 205 mm a max. celková výška 1720mm). Prodloužené rameno ze slitiny hliníku zajišťuje pohodlný úchop uživatele. Hmotnost zvedáku je 52 kg. ([10])



Obr. 3-4: Arise ([10])

3.2 Zvedáky společnosti LIKO

Viking S

Viking S (viz. Obr. 3-5) má šířku základny 540 mm, což jej dělá jednoho z nejúžších zvedáků na trhu. Díky svým malým rozměrům je vhodný především do omezených prostorů a projede i úzkými dveřmi. Jelikož je vyroben ze slitiny hliníku, jeho celková hmotnost je pouhých 25 kg, přičemž jeho nosnost je 160 kg. Polohování ramene pomocí elektrického lineárního aktuátoru. Zdvih je 1550 mm. Vhodný k běžnému použití jako např. pro přesun na lůžko, křeslo nebo toaletu. ([10])



Obr. 3-5: Viking S ([10])

Viking M

Zvedák Viking M (viz. Obr. 3-6) společnosti Liko s nosností 205 kg patří k nejvybavenějším zvedákům na trhu. Charakterizován jako inteligentní všestranný zvedák, který díky diagnostickému systému sám upozorní na přetížení nebo nutnost údržby. Sleduje i míru využití zvedáku. Elektrické zvedání (zdvih 1790 mm) a rozevření lyžin. Hmotnost zvedáku je 34 kg. Konstrukce rámu je ze slitiny hliníku. Mezi standardní výbavu patří IR dálkové ovládání, akumulátor s ochranou proti vybití a informaci o stavu nabití. Jako příslušenství jsou k dispozici opěrky na ruce pro nácvik chůze, váha a hrazdy pro vodorovné přesuny. ([10])



Obr. 3-6: Viking M ([10])

Viking XL

Liko Viking XL (viz Obr. 3-7) uspokojí nejnáročnější požadavky na zvedání těžkých pacientů s hmotností až do 300 kg. Celková délka 1420 mm a šířka základny 770 mm jej dělá jednoho z největších mobilních zvedáků. Zdvih zvedáku (1870 mm) zajišťuje elektrický aktuátor. K základní výbavě patří elektricky nastavitelné lyžiny spodního rámu a opěrky rukou pro nácvik chůze. Díky snadno otočným kolečkům a nízké hmotnosti 42 kg je dobře ovladatelný i tehdy, když nese těžkého pacienta. ([10])



Obr. 3-7: Viking XL ([10])

Light

Univerzální odlehčený zvedák s hmotností pouhých 23 kg je vhodný pro domácí použití i profesionální péči. Zvedák Light (viz. Obr. 3-8) se zdvihem 1560 mm a nosností 140 kg je ideální pro použití ve většině běžných situací, jako například při přesunech mezi lůžkem a invalidním vozíkem, na toaletu, do vany i pro zvednutí osoby, která upadla na podlahu. Vybaven elektrickým zvedáním, spouštěním a mechanickou pákou pro úpravu rozteče lyžin. Snadné rozložení na tři části a lehká konstrukce z hliníku usnadní jeho transport a skladování. ([10])



Obr. 3-8: Light ([10])

Golvo

Golvo (viz. Obr. 3-9) je komplexní zvedací zařízení se všemi přednostmi mobilního zvedáku, navíc však poskytuje výhody stropního systému, takže může sloužit i pro nácvik chůze. Rám zvedáku je ze slitiny hliníku. Celková hmotnost je 44 kg, nosnost 200 kg a zdvih 1850 mm. Golvo je vybaven elektrickým nastavením paralelní a rovnostranné úpravy šířky základny. Mechanické sklápění opěrky rukou. Běžná výška základny je 110 mm, za příplatek lze objednat i verzi se sníženým podvozkem, díky kterému se dostane do prostorů se světlou výškou 60 mm. ([10])



Obr. 3-9: Golvo ([10])

Sabina

Liko Sabina (viz. Obr. 3-10) je víceúčelový aktivní zvedák ze sedu do stoje, určený uživatelům, kteří mohou aktivně spolupracovat. Zvedák je tvořen ocelovým rámem. Hmotnost je 45 kg, nosnost 200 kg a zdvih 1850 mm. Elektrické zvedání a nastavení rozevření lyžin spodního základového rámu. Při zvedání se používá vesta, která zvedá horní část těla pacienta. Širší závěsné madlo lze nastavit do požadované polohy pro pacienty zvláště citlivé na bolest nebo pacienty s jednostrannou paralýzou. Mechanicky nastavitelná výška pro různě velké pacienty. Opěrka chodidel a dolních částí nohou lze podle potřeby snadno odstranit. ([10])



Obr. 3-10: Sabina ([10])

3.3 Zvedáky společnosti DAYS HEALTHCARE

Elevate

Elevate (viz. Obr. 3-11) je určený pro transport pacientů ve vzpřímené poloze. Tvořen rozkládací ocelovou konstrukcí. Disponuje dvěma elektrickými pohony pro polohování ramene a rozevírání lyžin základny. Mezi základní výbavu patří polstrované opěrky dolních končetin, polstrované madla, jednoduchá odnímatelná stupačka, dálkový ovladač, indikátor stavu baterie a bezpečnostní pojistka. ([11])



Obr. 3-11: Elevate ([11])

1006 Standart

Zvedák (viz. Obr. 3-12) s nosností 175 kg je tvořen ocelovou konstrukcí. Má elektricky polohovatelné sklopné rameno a mechanicky rozevratelné lyžiny základny pomocí páky. Max. počet zdvihů na jedno nabití je 40 (při zatížení 85 kg). Základní výbavu tvoří polstrovaná závěsná hrazda, závěsné háčky hrazdy s pojistkou, dálkový ovladač, bezpečnostní pojistka a indikátor stavu baterie. ([11])



Obr. 3-12: 1006 ([11])

3.4 Zvedáky společnosti FRANCE REVAL

Avanti

Zvedák Avanti (viz. Obr. 3-13) slouží pro těžce tělesně postižené pacienty k transportu vleže přímo do vany. Dostupný v elektrickém (váha 63 kg) a hydraulickém provedení (váha 52 kg). Nosnost je 150 kg, min. výška lehátka 500 mm a max. výška lehátka 1200 mm. Elektricky nastavitelné lehátko pomocí kabelového ovladače. Statickou stabilitu a dobrou ovladatelnost zajišťuje konstrukce se 6 kolečky. Součástí vybavení je pojistka na nouzové vypnutí zvedáku. ([12])



Obr. 3-13: Avanti ([12])

Prego

Prego (viz. Obr. 3-14) umožňuje přepravu pacientů pomocí sedačkového elektrického nebo hydraulického zvedáku. Zvedák o hmotnosti 52 kg je vybaven speciální plastovou sedačkou s odklopnými madly (pro zajištění bezpečnosti pacienta) po obou stranách. Sedačka má šířku 450 mm, hloubku 380 mm, min. výšku 500 mm a max. výšku 1200 mm. Nosnost zvedáku Prego je 150 kg a max. celková výška 2030 mm. Zadní kola pojezdu jsou brzděná. ([12])



Obr. 3-14: Prego ([12])

Togo

Zvedák (viz. Obr. 3-15) je přizpůsoben ergonomii lidského těla, proto je vhodný pro pacienty, jež jsou schopni transportu ve stoje. Zvedák je vybaven elektricky polohovatelným ramenem s tvarovou rukojetí, opěrkou a stupačkou pro nohy. Do rukojetí může být podle potřeby uchycen podpůrný kurt pro převoz. Hmotnost zvedáku Toga je 47,5 kg a nosnost 175 kg. V základní výbavě jsou dva elektrické pedály pro ovládání rozevírání lyžin pojezdu. Dále je vybaven tlačítky pro okamžité zastavení zvedání uživatele a spuštění zpět dolů. Zadní kola mají bezpečnostní brzdy. ([12])



Obr. 3-15: Togo ([12])

3.5 Zvedáky společnosti REBOTEC

Gent 7105

Gent 7105 (viz. Obr. 3-16) je kompaktní elektrický zvedák s konstrukcí z tvrzeného duralu a dvojitém závěsem o nosnosti 180 kg. Sloup konstrukce lze nastavovat ve třech výškových úrovních. Zvedák tak dosahuje provozního rozpětí 390 mm až 1750 mm od země. Pojezdové lyžiny jsou rozevíratelné pomocí servomotoru. Gent 7105 je určený pro náročné provozování v pečovatelských a nemocničních zařízeních. Zdvih ramene i rozevírání pojezdových lyžin je ovládáno dálkovým ovladačem. V základní výbavě je zvedák vybaven nouzovým stop tlačítkem, digitálním ukazatelem stavu nabití akumulátoru a vestavěnou nabíječkou. ([13])



Obr. 3-16: Gent 7105 ([13])

Gent 7102

Gent 7102 (viz. Obr. 3-17) je elektrický zvedák s nosností 320 kg. Jeho konstrukce je shodná se zvedákem Gent 7105. Možnost nastavení sloupu ve třech výškových stupních. Materiál konstrukce je dural. Zvedák je díky pracovnímu zdvihu 600 mm až 2050 mm vhodný pro nácvik chůze bariatrických pacientů. Při nácviku chůze může pacient jako oporu použít také sklopná madla. Pro lepší stabilitu zvedáku při manipulaci s pacientem jsou pojezdové lyžiny rozevíratelné pomocí servomotoru. ([13])



Obr. 3-17: Gent 7102 ([13])

Porta RE 150

Univerzální zvedák RE 150 (viz. Obr. 3-18) slouží k přemístění pacientů z postele na vozík, na toaletu, do koupelny, do auta, apod. Svislý zdvih zajišťuje elektropohon napájený baterií. Nosnost zvedáku je 150 kg a rozsah zdvihu 1250 mm. Stabilitu zvedáku zajišťují pojezdové rozevíratelné lyžiny se čtyřmi otočnými koly. Zadní pár pojezdových kol je vybaven brzdou. ([13])



Obr. 3-18: RE 150 ([13])

3.6 Přehled mobilních zvedáků

Pro větší přehlednost a porovnání jednotlivých mobilních zvedáků na trhu mezi sebou, byla zpracovaná tabulka se základními technickými parametry.

Parametry	Výrobce zvedáku	Nosnost	Hmotnost	Max. délka	Výška zdvihu (Min / Max)	Výška podvozku	Min. šířka podvozku	Materiál konstrukce (Ocel/Slitina hliníku/ Dural)	Provedení (Elektrické / Hydraulické)	Cena v el. provedení (vč. DPH)
Název zvedáku	[-]	[kg]	[kg]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[-]	[Kč]
<i>Sunlift</i>	OXFORD	175	44,2	1210	1700	110	670	●/-/-	●/-	33 000,-
<i>Stature</i>		227	73,5	1390	390/1550	-	-	-/●/-	●/-	104 200,-
<i>Advance</i>		155	31,7	1300	1690	115	670	-/●/-	●/-	63 440,-
<i>Arise</i>		170	52	1300	1205/1720	-	-	-/●/-	●/-	65 200,-
<i>Viking S</i>	LIKO	160	25	1100	1550	110	540	-/●/-	●/-	75 610,-
<i>Viking M</i>		205	34	1230	1790	110	690	-/●/-	●/-	82 360,-
<i>Viking XL</i>		300	42	1420	1870	140	770	-/●/-	●/-	159 920,-
<i>Light</i>		140	23	1150	1560	110	650	-/●/-	●/-	79 079,-
<i>Golvo</i>		200	44	1420	1850	110	1190	-/●/-	●/-	113 840,-
<i>Sabina</i>		200	45	1420	1850	110	690	-/●/-	●/-	59 950,-
<i>225 Elevate</i>	DAYS H.	175	56,5	1185	635/2040	118	630	●/-/-	●/-	45 000,-
<i>1006 Standart</i>		175	44	1150	635/2040	120	585	●/-/-	●/-	33 000,-
<i>Avanti</i>	REVAL	150	63	840	500/1200	95	850	●/-/-	●/●	103 570,-
<i>Prego</i>		150	52	840	500/1200	95	670	●/-/-	●/●	82 820,-
<i>Togo</i>		175	47,5	1170	1350/1890	120	625	●/-/-	●/-	89 240,-
<i>Gent 7105</i>	REBOTEC	180	-	1320	390/1750	115	590	-/-/●	●/-	45 900,-
<i>Gent 7102</i>		320	-	1570	600/2050	157	680	-/-/●	●/-	68 700,-
<i>Porto RE150</i>		150	44,5	1100	400/1650	80	610	-	●/-	30 418,-

Tab. 3-1: Základní technické parametry mobilních zvedáků

Pozn. Uvedené ceny jsou platné k danému datu – 28. 11. 2011.

3.7 Závěry vyplývající z rešerše

Na základě provedené analýzy mobilního zvedáku pro imobilní osoby, principu funkce zvedání pacienta a analýzy dostupných mobilních zvedáků na našem trhu, bylo stanoveno několik závěrů. V současné době je na trhu relativně velké množství mobilních zvedáků celosvětových renomovaných firem. Mezi nejvýznamnější dodavatele mobilních zvedáků patří společnosti Arjo-Huntleigh (Švédsko), Days Healthcare (Velká Británie), France Reval (Francie), Liko (Švédsko), Oxford (Velká Británie) a Rebotec (Německo). Ve svém sortimentu mají širokou škálu mobilních zvedáků nejen pro domácí účely, ale i pro profesionální použití v nemocnicích a pečovatelských provozech. Základní rozdělení mobilních zvedáků je podle způsobu transportu uživatele a to na zvedáky pro transport uživatele vsedě (popřípadě vleže) a zvedáky pro transport uživatele ve vzpřímené poloze. Dále lze zvedáky rozdělit podle konkrétního místa a účelu nasazení (transport uživatele z automobilu, v nemocnici, domácí použití, pro obézní uživatele, nácvik chůze).

Ceny zvedáků se pohybují od 30 000,-Kč do 160 000,-Kč v závislosti na nosnosti, konstrukci rámu a vybavenosti zvedáku. Nosnost zvedáku se pohybuje v rozmezí od 140 kg až po 320 kg. Zvedání ramene je nejčastěji zajištěno prostřednictvím elektrického lineárního aktuátoru. Méně často se používají hydraulické lineární aktuátory, jejichž zdvih lze zajistit prostřednictvím elektromotoru nebo ručně pákou. Výrobci (např. Linak, Bibus, Hiwin, Bansbach, apod.) dodávají k aktuátorům celou řadu řídicích jednotek a dálkových ovládání na míru dle potřeby zákazníka. Nastavení rozteče lyžin rámu se provádí mechanicky pomocí páky, elektromotorem nebo prostřednictvím lineárního aktuátoru. Konstrukce rámu zvedáku je nejčastěji ze slitiny hliníku (dural) nebo oceli. Velký důraz při návrhu zvedáku se klade na maximální bezpečnost uživatele. Zvedáky jsou proto vybaveny světelným a zvukovým hlásičem úplného vybití baterie, často i diagnostickým systémem, který sám upozorní na přetížení, nutnost údržby nebo míru využití zvedáku. Konstrukce rámu nesmí obsahovat žádné ostré hrany a vyčnívající části, o které by se mohl uživatel poranit. Mobilní zvedáky musí splňovat patřičné normy a předpisy pro provoz v České republice (CE parking / 93/42/EEC-Medical Devices / NF EN ISO 10535 / EN292 / EN614-1 / EN980 / EN1041 / EN1441 / EN ISO 9999(1998) / EN60601-1 / EN60601-1-2 / EN12182).

Z provedené rešerše vyplynulo, že žádný z dostupných zvedáků na našem trhu neobsahuje elektricky poháněný podvozek. Obsluha ručně tlačí zvedák do požadovaného místa. Při návrhu konstrukce bude snaha o vyřešení tohoto problému.

4 Požadavkový list

V požadavkovém listu jsou základní požadavky, které musí být bezpodmínečně dodrženy při návrhu mobilního manipulátoru.

Obecné požadavky

- **Oblast použití:** indoor (nemocnice)
- **Činnost:** zvedání a transport pacienta
- **Max. hmotnost:** 60 kg
- **Max. rozměry (D x Š x V):** 1400 x 800 x 1900 mm
- **Průjezdna šířka (nemocniční dveře):** 1100 x 1970 mm
- **Zdroj napájení:** 12 – 24 V
- **Baterie:** snadná a rychlá výměna
- **Ovládání:** ruční ovladač s kabelem

Mobilní podvozek

- **Typ podvozku:** čtyřkolový
- **Pohon:** 2 – 4 kola
- **Nosnost podvozku:** 210 kg
- **Typ řízení:** diferenciální
- **Rychlost pojezdu:** 2 km/h
- **Úhel stoupání:** 7°
- **Min. doba provozu:** 1,5 hodin

Manipulační nástavba

- **Nosnost ramene:** 150 kg
- **Min. zdvih ramene:** 1000 mm
- **Materiál konstrukce:** slitina hliníku, dural, ocel
- **Pohon ramene:** elektrický, hydraulický
- **Min. počet zdvihů na jedno nabití:** 15 cyklů

5 Návrh variant

V diplomové práci jsou navrženy tři varianty mobilního manipulátoru s rozdílným způsobem polohování uživatele. Subsystém mobility je pro všechny varianty stejný a bude zpracován do optimální koncepce společně s vybranou variantou manipulační nástavby.

5.1 Varianta A

První navržená varianta manipulační nástavby mobilního manipulátoru má kloubově uloženo horní polohovatelné rameno. Polohování ramene je zajištěno prostřednictvím elektrického lineárního aktuátoru LA32 společnosti Linak.



Obr. 5-1: 3D model mobilního zvedáku varianty A

Popis:

1 – Nosné rameno, 2 – Otočný kloub, 3 – Horní polohovatelné rameno, 4 – Kolébka,
5 – Rukojeť, 6 – Elektrický lineární aktuátor LA32, 7 – Řídicí systém CBJ-Care, 8 – Ovladač HD80

5.1.1 Schéma pohonu

Zvedání uživatele zajišťuje kompaktní systém „Medline & Careline“ společnosti Linak.



Legenda:

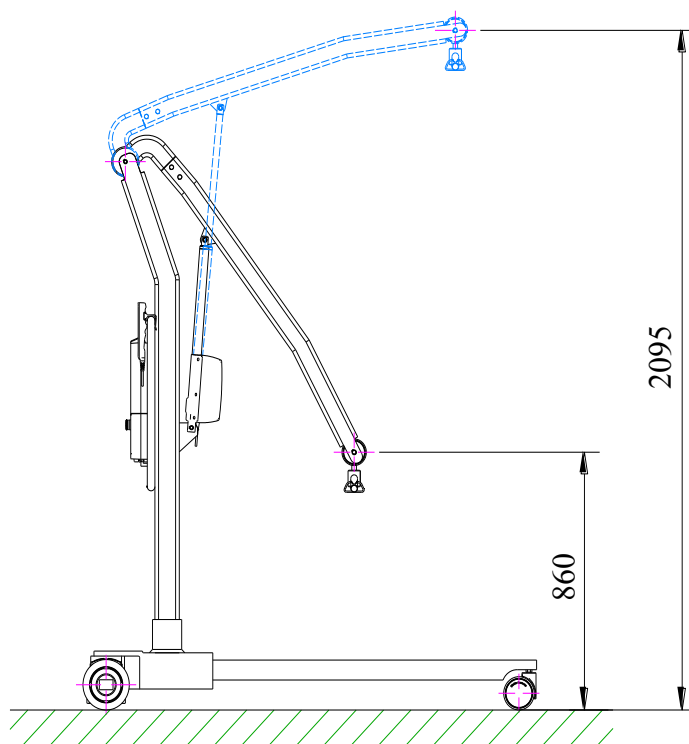
- [1] El. lineární aktuátor LA32
- [2] Řídicí jednotka CBJ-Care
- [3] Ovladač HD80

Obr. 5-2: Schéma systému Medline & Careline ([14])

5.1.2 Technické parametry

Technické parametry	
Max. výška:	2095 mm
Min. výška:	860 mm
Zdvih aktuátoru:	400 mm
Max. síla:	7500 N
Max. rychlost:	15 mm/s
Napájení:	24 V
Výrobce:	Linak

Tab. 5-1: Základní technické parametry varianty A



Obr. 5-3: Schéma pracovního pohybu varianty A

Cenová kalkulace				
Poř. číslo	Popis zboží	ks	Jedn. cena [Kč]	Celk. cena [Kč]
1	El. lineární aktuátor LA32	1	8 564	8 564
2	Řídicí jednotka CBJ-Care	1	5 027	5 027
3	Ovladač HD80	1	1 500	1 500
Cena celkem:				15 091,-

Tab. 5-2: Cenová kalkulace systému Medline & Careline společnosti Linak

Pozn. Uvedené ceny jsou bez DPH a platné k danému datu – 17. 12. 2011.

5.2 Varianta B

Manipulační nástavba mobilního manipulátoru varianty B má stejnou koncepci konstrukce, jako varianta A. Rozdíl je v použitém systému zvedání horního polohovatelného ramene. Polohování ramene je zajištěno prostřednictvím dvou hydraulických lineárních válců A-Cylinder společnosti Bansbach.



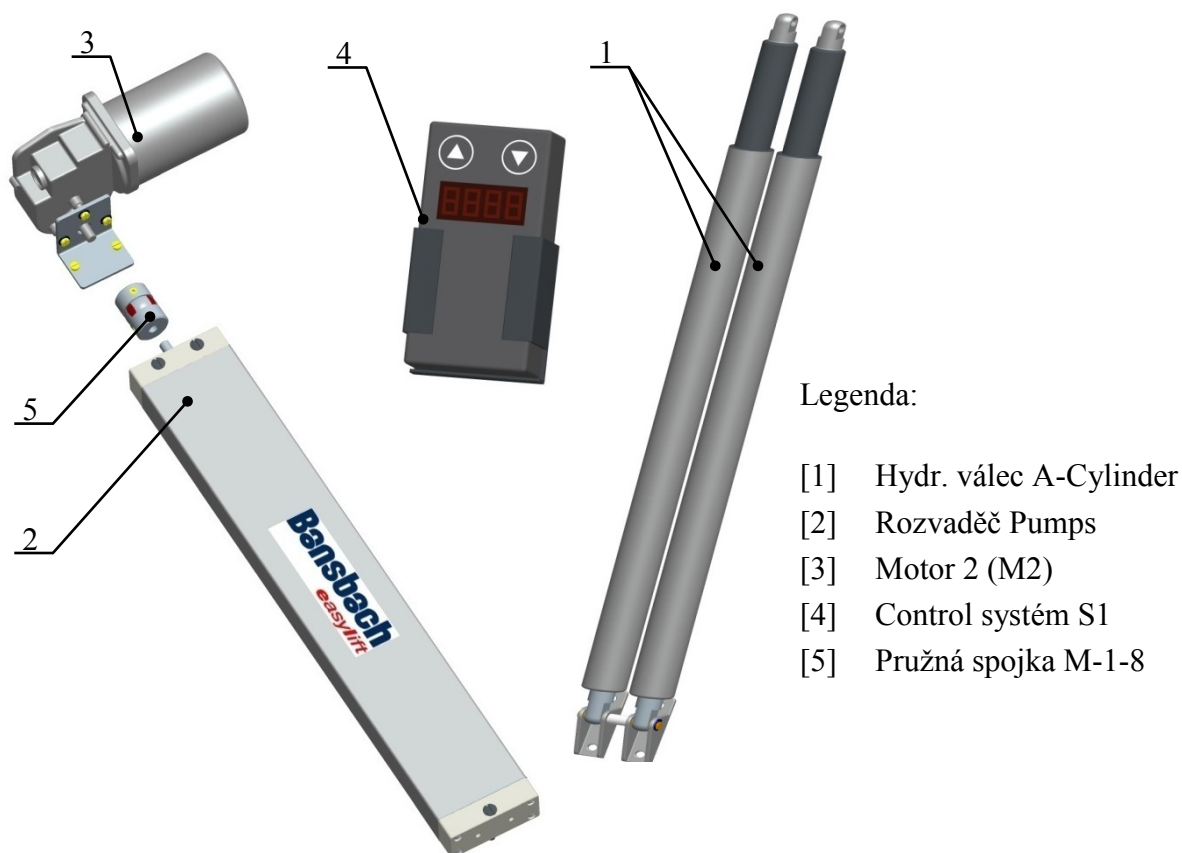
Obr. 5-4: 3D model mobilního zvedáku varianty B

Popis:

1 – Nosné rameno, 2 – Otočný kloub, 3 – Horní polohovatelné rameno, 4 – Kolébka,
5 – Rukojeť, 6 – Hydraulický válec A-Cylinder, 7 – Rozvaděč Pumps, 8 – Control systém S1,
9 – Motor 2 (M2)

5.2.1 Schéma pohonu

Zvedání uživatele zajišťuje systém „EasyMotion“ společnosti Bansbach.

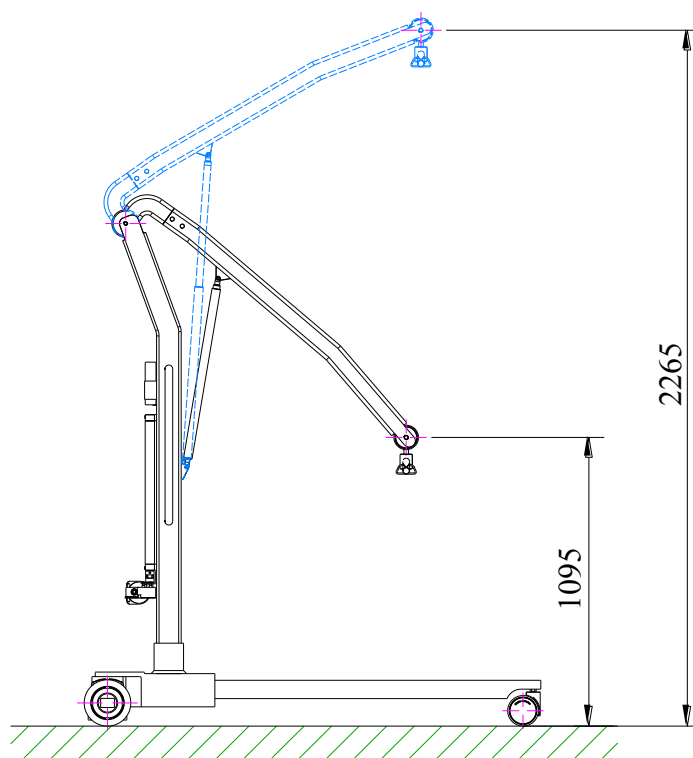


Obr. 5-5: Schéma systému EasyMotion ([15])

5.2.2 Technické parametry

Technické parametry	
Max. výška:	2265 mm
Min. výška:	1095 mm
Zdvih válce:	400 mm
Max. síla (1ks):	1500 N
Max. rychlost:	17,3 mm/s
Napájení:	12 - 14 V DC
Výrobce:	Bansbach

Tab. 5-3: Základní technické parametry varianty B



Obr. 5-6: Schéma pracovního pohybu varianty B

Cenová kalkulace				
Poř. číslo	Popis zboží	ks	Jedn. cena [Kč]	Celk. cena [Kč]
1	Hydr. válec A-Cylinder	2	1 660	3 320
2	Rozvaděč Pumps	1	3 195	3 195
3	Motor 2 (M2)	1	5 665	5 665
4	Control systém S1	1	1 225	1 225
5	Pružná spojka, typ M-1-8	1	600	600
Cena celkem:				14 005,-

Tab. 5-4: Cenová kalkulace systému EasyMotion společnosti Bansbach

Pozn. Uvedené ceny jsou bez DPH a platné k danému datu – 17. 12. 2011.

5.3 Varianta C

Poslední navržená varianta manipulační nástavby mobilního manipulátoru se koncepčně liší od předchozích variant. Horní rameno je spojeno s pojezdovým jezdcem, který vykonává lineární pohyb prostřednictvím otočných kladek, které se odvalují v pojezdových lištách rámu. Zdrojem pohybu je elektrický stejnosměrný motor s planetovou převodovkou společnosti Dunkermotoren. Na výstupní hřídel převodovky je připevněna kladka, která slouží k navíjení lana, jehož druhý konec je připevněn k pojezdovému jezdcí ramene.



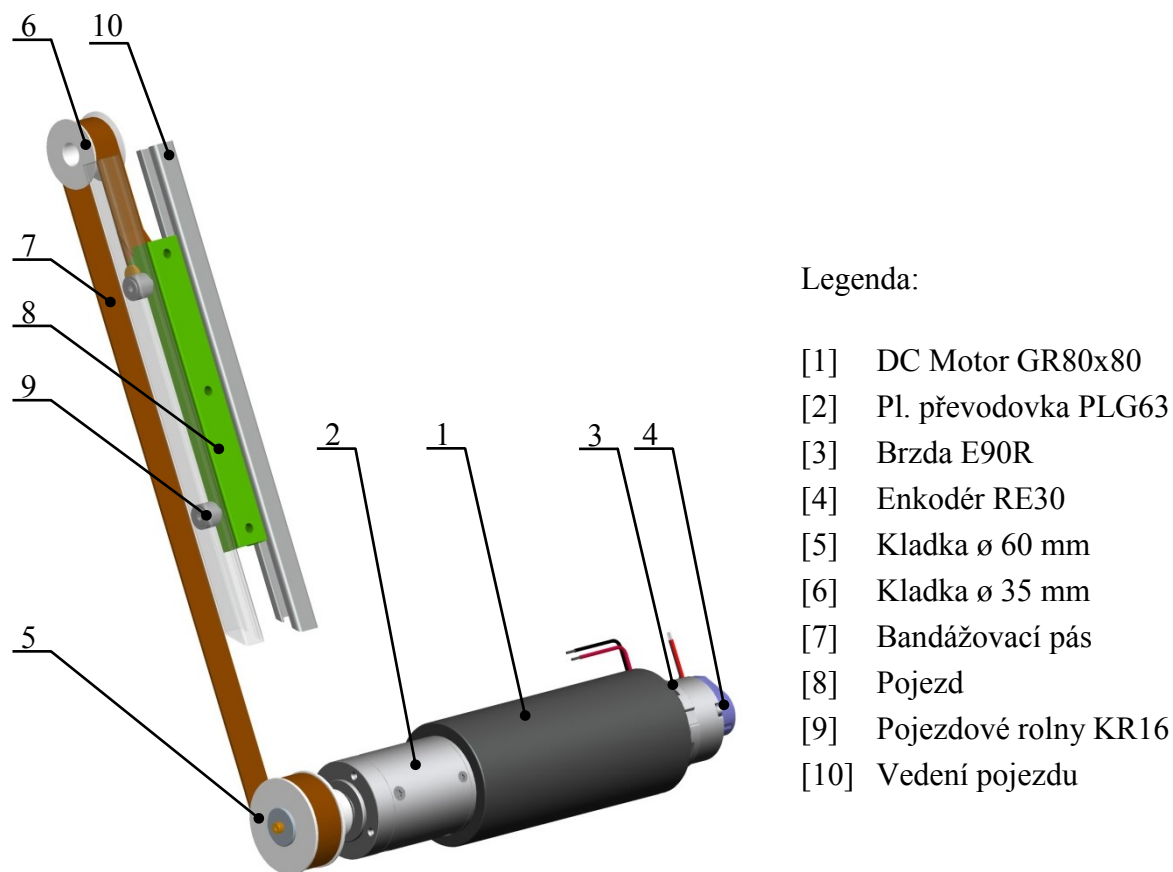
Obr. 5-7: 3D model mobilního zvedáku varianty C

Popis:

1 – Nosné rameno, 2 – Horní rameno, 3 – Pojezdový jezdec, 4 – Kolébka, 5 – Rukojeť, 6 – Pohonná jednotka, 7 – Ovladač

5.3.1 Schéma pohonu

K pohonné jednotce společnosti Dunkermotoren je připevněna kladka, která navíjí a odvíjí bandážovací pás, jehož druhý konec je připevněn k pojezdu ramene. Tímto dochází ke zvedání a spouštění pacienta. Využití principu navijáku.

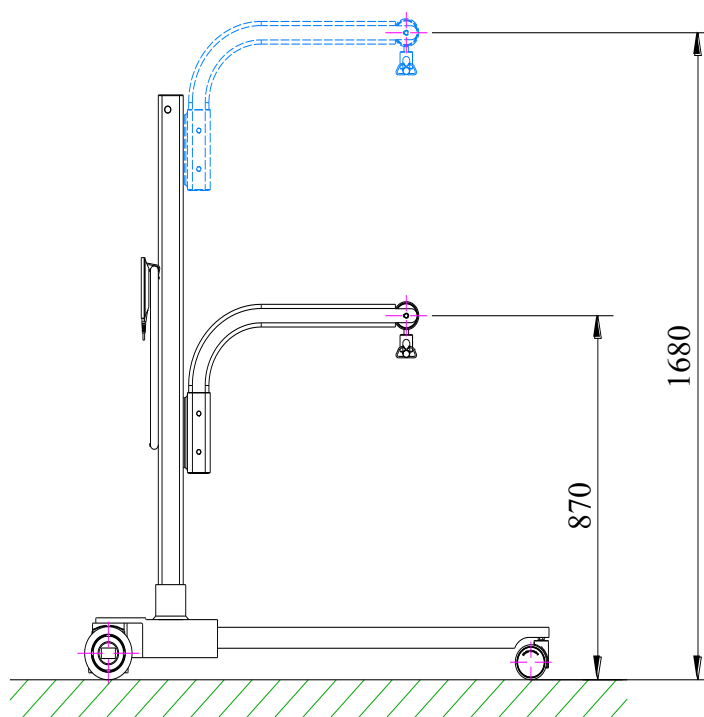


Obr. 5-8: Schéma pohonu ([16])

5.3.2 Technické parametry

Technické parametry	
Max. výška:	1680 mm
Min. výška:	870 mm
Zdvih:	810 mm
Výkon:	240 W
Max. rychlost:	100 mm/s
Napájení:	24 V
Výrobce:	Dunkermotoren

Tab. 5-5: Základní technické parametry varianty C



Obr. 5-9: Schéma pracovního pohybu varianty C

Cenová kalkulace				
Poř. číslo	Popis zboží	ks	Jedn. cena [Kč]	Celk. cena [Kč]
1	Motor GR80x80	1	7 621	7 621
2	Planetová převodovka PLG63	1	9 041	9 041
3	Brzda E90R	1	4 770	4 770
4	Enkodér RE30	1	3 809	3 809
Cena celkem:				25 241,-

Tab. 5-6: Cenová kalkulace pohonu společnosti Dunkermotoren

Pozn. Uvedené ceny jsou bez DPH a platné k danému datu – 17. 12. 2011.

6 Výběr optimální varianty

Výběr optimální varianty se provádí pomocí hodnotové analýzy ([17]).

6.1 Kritéria hodnocení

Označení kritéria	Kritérium	Charakteristika kritéria
K1	Zdvih	Výškový rozsah pracovního zdvihu ramene
K2	Rychlost	Maximální rychlost zvedání ramene
K3	Hmotnost	Celková hmotnost manipulační nástavby
K4	Rozměry	Prostorová náročnost manipulační nástavby
K5	Kompaktnost	Kompaktnost pohonu a jeho ovládání
K6	Energetická náročnost	Posouzení spotřeby el. energie při zvedání
K7	Cena	Předběžné náklady na manipulační nástavbu

Tab. 6-1: Stanovení kritérií

6.2 Bodovací stupnice

Pro hodnocení variant v jednotlivých kritériích je použita šestibodová stupnice.

Úroveň	Hodnota
vysoká	10
dobrá	8
průměrná	6
nízká	4
nevyhovující	2
nepříznivý stav	0

Tab. 6-2: Bodovací stupnice kritérií

6.3 Váha významnosti

Významnost	Hodnota
nejvyšší	2
nejnižší	1

Tab. 6-3: Významnost kritérií

6.4 Hodnocení jednotlivých kritérií

<i>Varianta</i>	<i>Kritérium</i>	<i>Počet bodů</i>
K1 – Zdvih		
A	Rozsah pracovního zdvihu je 1235 mm	10
B	Rozsah pracovního zdvihu je 1170 mm	8
C	Rozsah pracovního zdvihu je 810	6
K2 – Rychlost		
A	Maximální rychlost je 15 mm/s	6
B	Maximální rychlost je 17,3 mm/s	6
C	Maximální rychlost je 100 mm/s	10
K3 – Hmotnost		
A	23,218 kg	8
B	26,128 kg	6
C	25,768 kg	6
K4 – Rozměry		
A	693 x 1557 mm (d_{\min} x v_{\min})	6
B	853 x 1570 mm (d_{\min} x v_{\min})	6
C	795 x 1502 mm (d_{\min} x v_{\min})	8
K5 – Kompaktnost		
A	Lin. aktuátor, řídicí jednotka a ovladač	10
B	Hyd. válec, rozvaděč, motor a ovladač	6
C	Sestava pohonu, řídicí jednotka (chybí ovladač)	4
K6 – Energetická náročnost		
A	Spotřeba el. proudu 4,7 A (24V)	10
B	Spotřeba el. proudu 11 A (12V)	4
C	Spotřeba el. proudu 4,9 A (24V)	8
K7 – Cena		
A	15 091,- Kč	6
B	14 005,- Kč	6
C	25 241,- Kč	4

Tab. 6-4: Hodnocení jednotlivých kritérií

6.5 Určení významnosti kritérií

K určení významnosti kritérií se používá metoda porovnání v trojúhelníku párů.

Významnější kritérium je zvýrazněné tučně.

Vypracoval: Bc. Bartek Tomáš							
Porovnané páry kritérií						Počet voleb (v)	Pořadí
K1 K2	K1 K3	K1 K4	K1 K5	K1 K6	K1 K7	5 -	1. – 3.
	K2 K3	K2 K4	K2 K5	K2 K6	K2 K7	0,5 -	6. – 7.
		K3 K4	K3 K5	K3 K6	K3 K7	5 -	1. – 3.
			K4 K5	K4 K6	K4 K7	2,5 -	4. – 5.
				K5 K6	K5 K7	2,5 -	4. – 5.
					K6 K7	0,5 5	6. – 7. 1. – 3.
					Celkem	21	-

Tab. 6-5: Metoda porovnání trojúhelníků párů podle autora diplomové práce

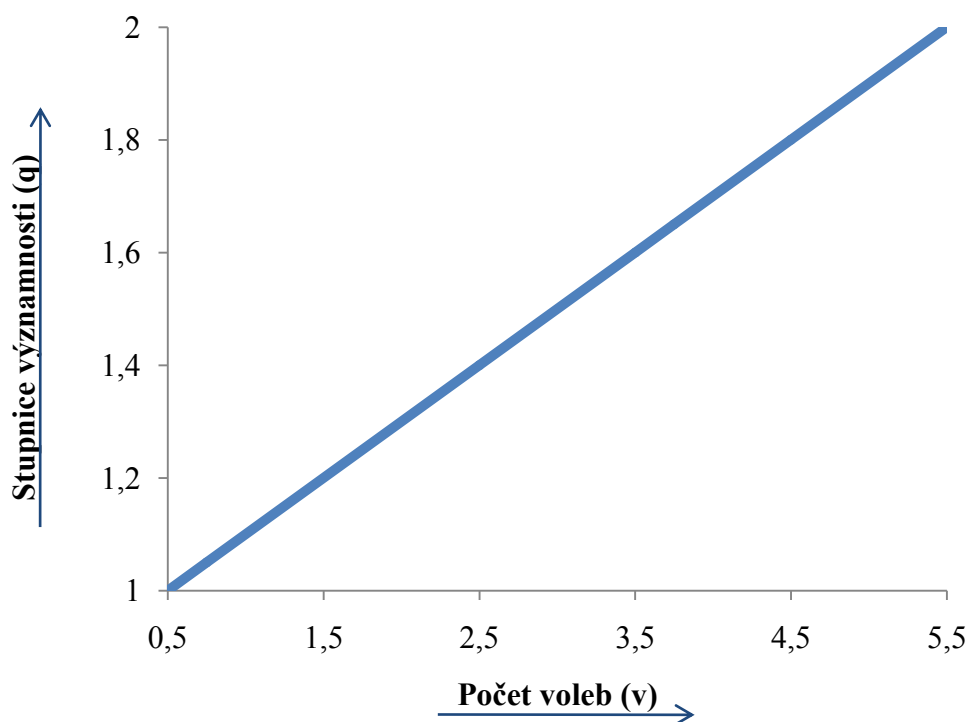
Vypracoval: Bc. Buček Miroslav							
Porovnané páry kritérií						Počet voleb (v)	Pořadí
K1 K2	K1 K3	K1 K4	K1 K5	K1 K6	K1 K7	6 -	1.
	K2 K3	K2 K4	K2 K5	K2 K6	K2 K7	0,5 -	7.
		K3 K4	K3 K5	K3 K6	K3 K7	2,5 -	4. – 5.
			K4 K5	K4 K6	K4 K7	4,5 -	2.
				K5 K6	K5 K7	2,5 -	4. – 5.
					K6 K7	1 4	6. 3.
					Celkem	21	-

Tab. 6-6: Metoda porovnání trojúhelníků párů podle osloveného experta

Váha významnosti v závislosti na počtu voleb je dána vztahem (6.1).

$$\begin{aligned} q &= f(v) & 1 &= a \cdot 0,5 + b \Rightarrow b = 1 - 0,5 \cdot a & b &= 1 - 0,5 \cdot \frac{1}{5} = \frac{9}{10} \\ q &= a \cdot v + b & 2 &= a \cdot 5,5 + b & & \\ & & 2 &= a \cdot 5,5 + 1 - 0,5 \cdot a \Rightarrow a = \frac{1}{5} & & \end{aligned}$$

$$q = \frac{1}{5} \cdot v + \frac{9}{10} \quad (6.1)$$



Graf 6-1: Stanovení váhy významnosti ([17])

Kritérium	Váha významnosti (q)	Střední hodnota počtu voleb (v)	Pořadí
K1	2	5,5	1.
K2	1	0,5	7.
K3	1,65	3,75	3.
K4	1,6	3,5	4.
K5	1,4	2,5	5.
K6	1,05	0,75	6.
K7	1,8	4,5	2.

Tab. 6-7: Váha významnosti

6.6 Výběr optimální varianty

Varianta A			
Kritérium	Počet bodů	Váha významnosti kritéria (q)	Vážený index kritéria
K1	10	2	20
K2	6	1	6
K3	8	1,65	13,2
K4	6	1,6	9,6
K5	10	1,4	14
K6	10	1,05	10,5
K7	6	1,8	10,8
Celkový součet vážených indexů varianty A:			84,1

Tab. 6-8: Součet vážených indexů varianty A

Varianta B			
Kritérium	Počet bodů	Váha významnosti kritéria (q)	Vážený index kritéria
K1	8	2	16
K2	6	1	6
K3	6	1,65	9,9
K4	4	1,6	6,4
K5	6	1,4	8,4
K6	4	1,05	4,2
K7	6	1,8	10,8
Celkový součet vážených indexů varianty B:			61,7

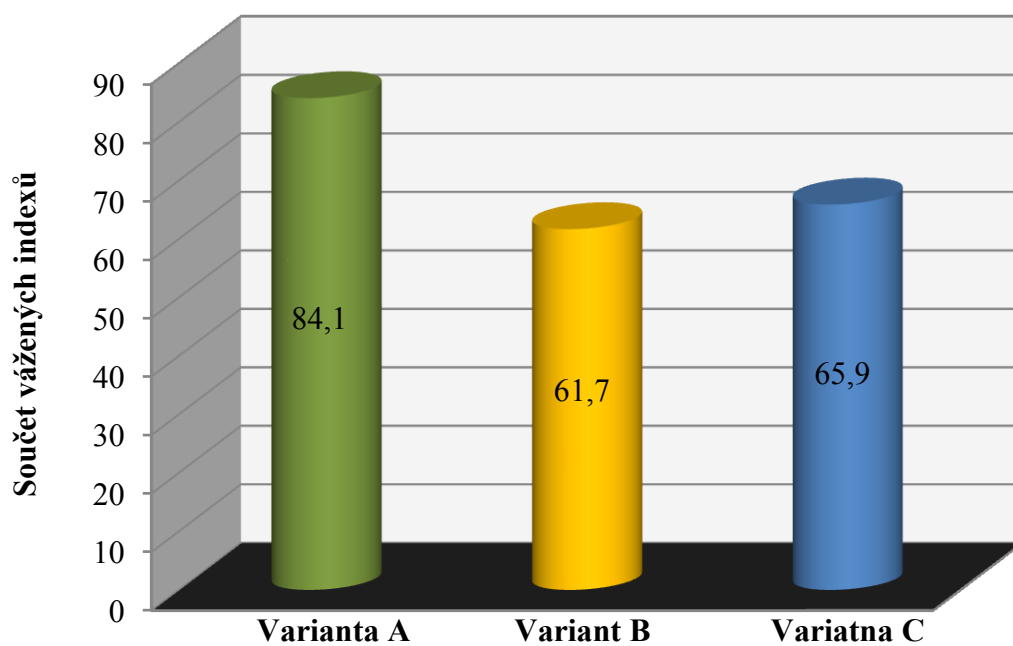
Tab. 6-9: Součet vážených indexů varianty B

Varianta C			
Kritérium	Počet bodů	Váha významnosti kritéria (q)	Vážený index kritéria
K1	6	2	12
K2	10	1	10
K3	6	1,65	9,9
K4	8	1,6	12,8
K5	4	1,4	5,6
K6	8	1,05	8,4
K7	4	1,8	7,2
Celkový součet vážených indexů varianty A:			65,9

Tab. 6-10: Součet vážených indexů varianty C

Varianta	Celkový součet vážených indexů	Pořadí
A	84,1	1.
B	61,7	3.
C	65,9	2.

Tab. 6-11: Shrnutí výsledků hodnotové analýzy



Graf 6-2: Porovnání vážených indexů jednotlivých variant

Optimální variantou se jeví varianta A, která v hodnotové analýze získala nejvyšší celkový součet vážených indexů. V druhé části diplomové práce bude tato varianta zpracována do optimální koncepce.

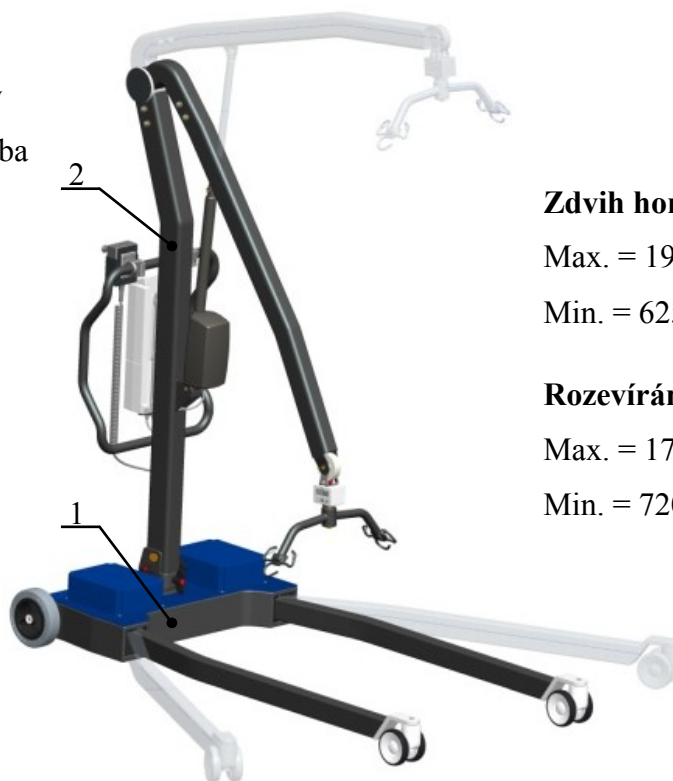
7 Konstrukční řešení mobilního zvedáku

V této kapitole je proveden podrobný popis jednotlivých částí mobilního manipulátoru. Ten můžeme rozdělit na dvě části a to na subsystém mobility a manipulační nástavbu.

Legenda:

[1] Subsystém mobility

[2] Manipulační nástavba



Zdvih horního ramene:

Max. = 1905 mm

Min. = 625 mm

Rozevírání lyžin:

Max. = 1705 mm

Min. = 720 mm

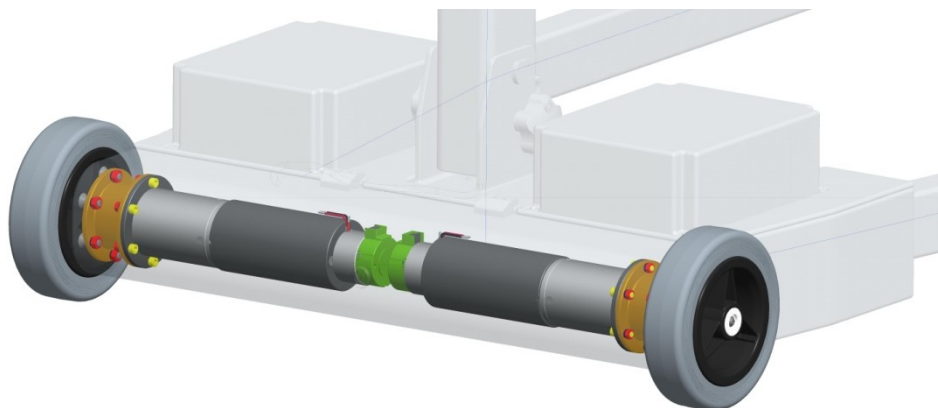
Obr. 7-1: Mobilní manipulátor

Technické parametry	
<i>Min. rozměry (délka x šířka x výška):</i>	1535 mm x 720 mm x 1600 mm
<i>Hmotnost:</i>	59,954 kg
<i>Max. nosnost ramene:</i>	150 kg
<i>Max. nosnost podvozku:</i>	210 kg
<i>Rychlost sub. mobility:</i>	2 km/hod.
<i>Rychlost zvedání ramene 0 / plné zatížení:</i>	15 mm·s ⁻¹ / 6,5 mm·s ⁻¹
<i>Rychlost rozevírání lyžin 0 / plné zatížení:</i>	3,2 mm·s ⁻¹ / 2,5 mm·s ⁻¹
<i>Max. výška překážky:</i>	50 mm
<i>Doba provozu sub. mobility:</i>	98 min.
<i>Počet cyklů lin. aktuátoru LA32:</i>	16 cyklů
<i>Počet cyklů lin. aktuátoru LA23:</i>	129 cyklů

Tab. 7-1: Základní technické parametry mobilního manipulátoru

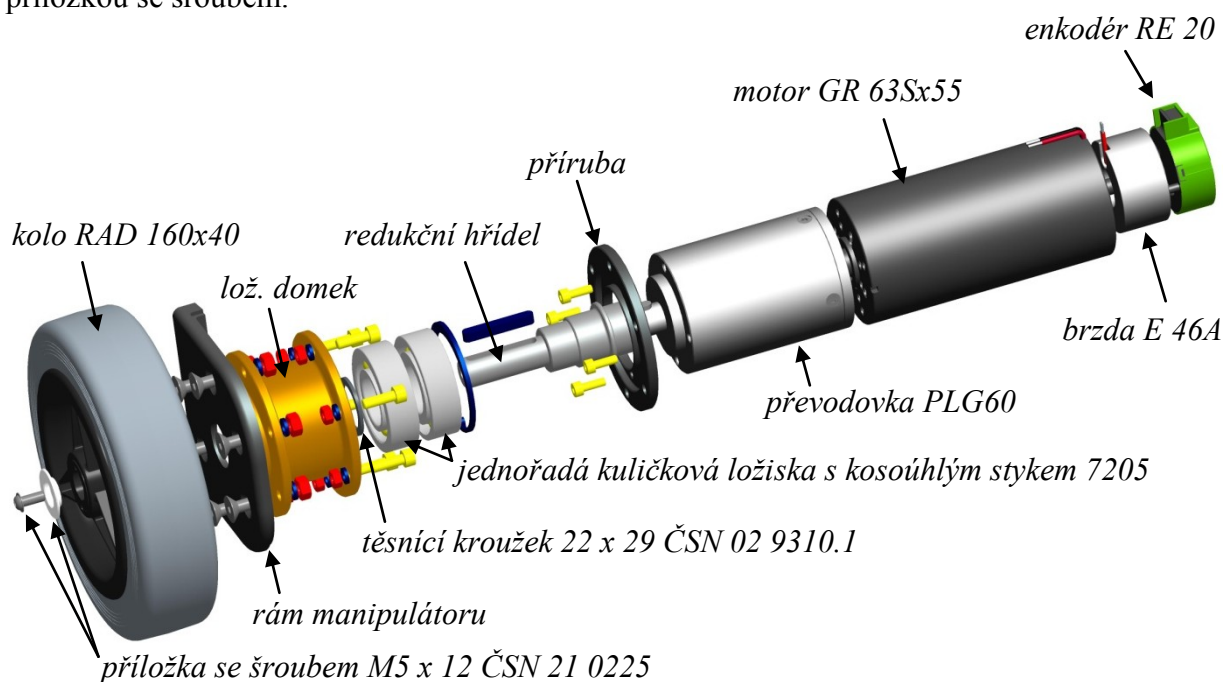
7.1 Pohonná jednotka subsystému mobility

Pohonná jednotka byla zvolena od firmy Dunkermotoren ([18]). S tímto pohonem je mobilní manipulátor schopný vyvinout rychlost až 2 km/hodinu. Únosnost převodovky neumožňuje montáž kol přímo na výstupní hřídel převodovky. Návrhový a kontrolní výpočet pohonné jednotky je uveden v kapitole 8.



Obr. 7-2: Uchycení pohonné jednotky k rámu

Dvoustupňová planetová převodovka PLG60 je spojena s ložiskovým domkem pomocí příruby. Výstupní hřídel převodovky je vsunuta do redukční hřídele. Redukční hřídel je uložena na dvou jednořadých kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem 7205 BECBP v ložiskovém domku. Spojení redukční hřídele s kolem je provedeno prostřednictvím těsného pera. Axiálnímu posunutí kola zabraňuje ze strany hřídele odsazení a z druhé strany zajištění příložkou se šroubem.



Obr. 7-3: Schéma pohonné jednotky

7.1.1 Komutátorový DC motor GR 63Sx55

<i>Výkon (P_m):</i>	130 W
<i>Startovací moment (M_{St}):</i>	3,4 Nm
<i>Jmenovitý moment (M_m):</i>	0,37 Nm
<i>Jmenovité otáčky (n_m):</i>	3350 min ⁻¹
<i>Napájecí napětí:</i>	24 V
<i>Jmenovitý proud:</i>	5,8 A
<i>Hmotnost:</i>	1,7 kg

Tab. 7-2: Technické parametry GR 63Sx55 ([18])



Obr. 7-4: Motor GR 63Sx55 ([18])

7.1.2 Dvoustupňová planetová převodovka PLG 60

<i>Převodový poměr (I_p):</i>	49
<i>Účinnost (η_p):</i>	81 %
<i>Jmenovitý moment:</i>	25 Nm
<i>Axiální / radiální zatížení</i>	500 / 350 N
<i>Hmotnost:</i>	0,78 kg

Tab. 7-3: Technické parametry PLG 60 ([18])



Obr. 7-5: Převodovka PLG 60 ([18])

7.1.3 Brzda E 46 A

<i>Statický moment (M_B):</i>	0,4 Nm
<i>Napájecí napětí:</i>	24 V
<i>Spotřeba proudu:</i>	260 mA
<i>Hmotnost:</i>	0,1 kg

Tab. 7-4: Technické parametry E 46 A ([18])



Obr. 7-6: Brzda E 46 A ([18])

7.1.4 Enkodér RE 20

<i>Počet pulsů na otáčku:</i>	100
<i>Napájecí napětí:</i>	24 V
<i>Spotřeba proudu:</i>	max. 25 mA
<i>Hmotnost:</i>	0,1 kg

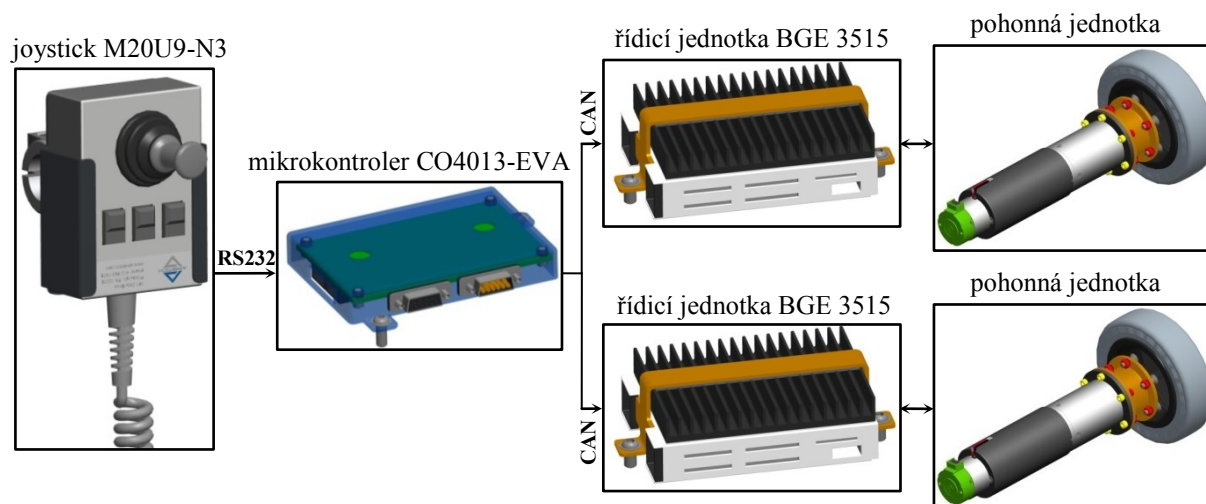
Tab. 7-5: Technické parametry RE 20 ([18])



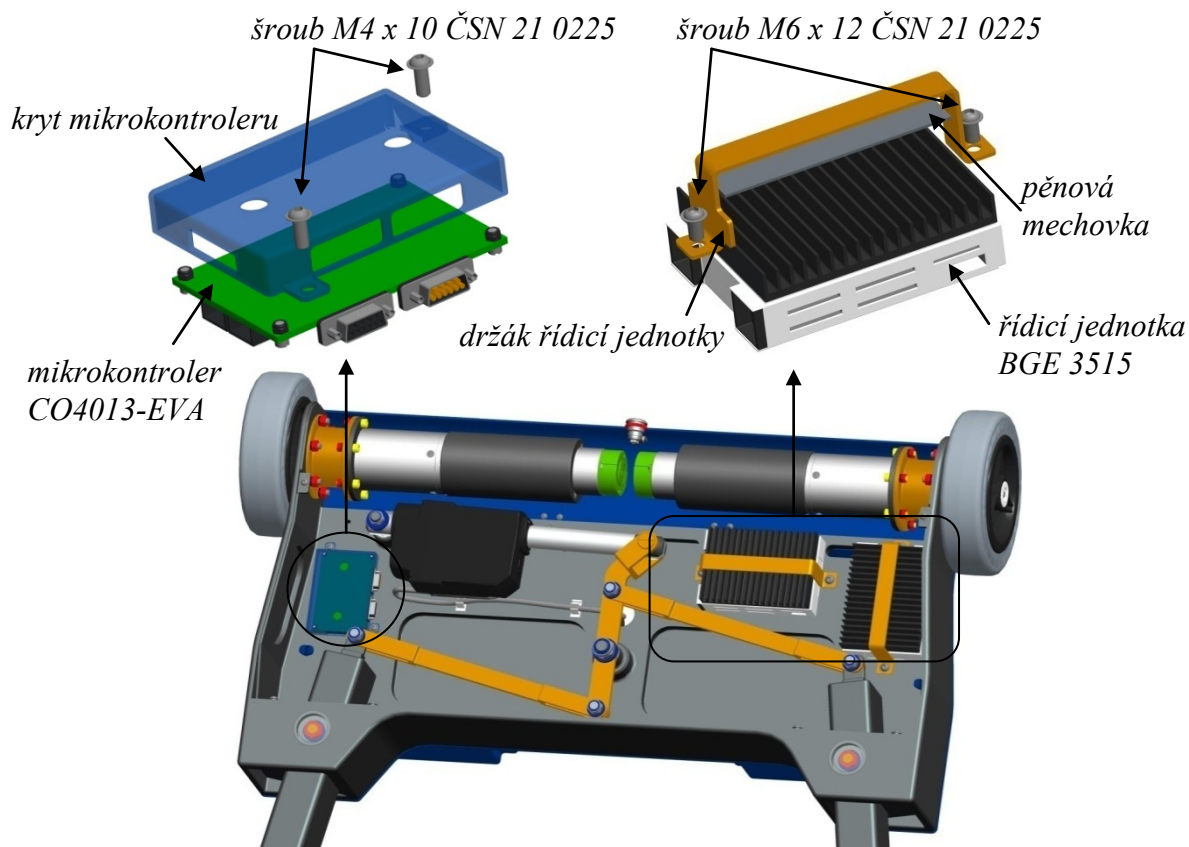
Obr. 7-7: Enkodér RE 20 ([18])

7.2 Ovládání pohonné jednotky

Ovládání pohonu mobilního manipulátoru je zrealizováno prostřednictvím průmyslového joysticku M20U9-N3 ([19]) firmy CTI electronics, který je napojený na mikrokontroler CO4013-EVA ([20]) a ten následně na řídicí jednotku pohonu BGE 3515 ([18]). Podrobnější informace viz. internetové stránky uvedené v kapitole „Seznam použitých pramenů“.



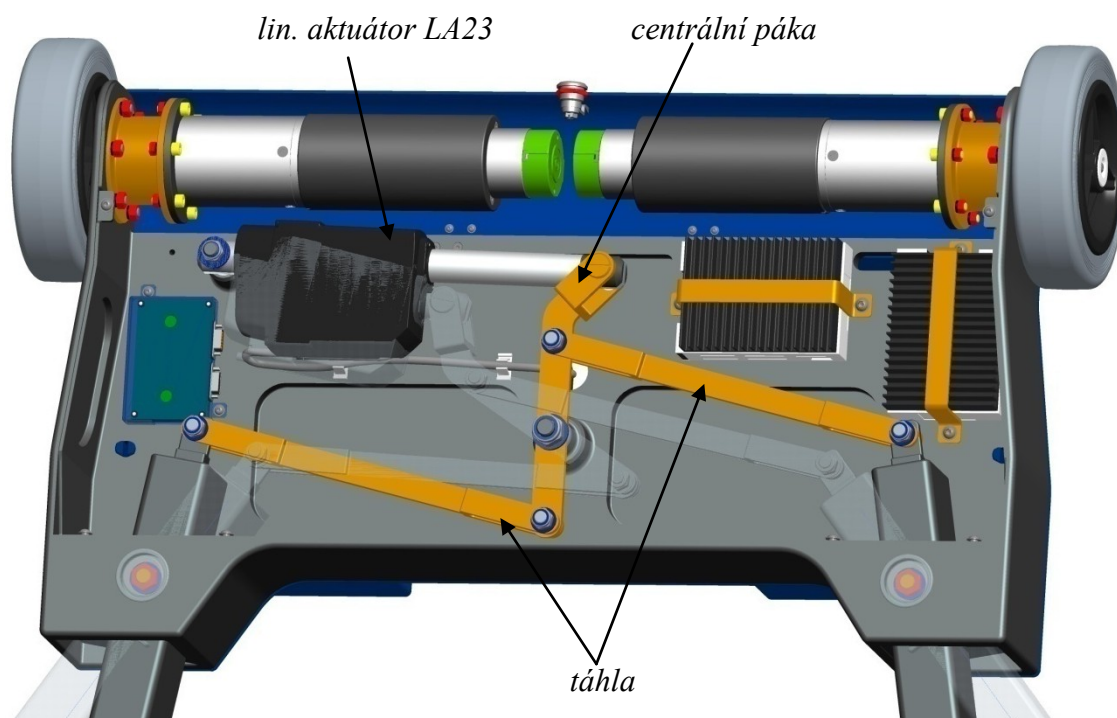
Obr. 7-8: Schéma ovládání pohonné jednotky mobilního manipulátoru



Obr. 7-9: Upevnění mikrokontroleru a řídicí jednotky k rámu

7.3 Systém rozevírání lyžin

Systém rozevírání lyžin se skládá s lineárního aktuátoru LA23 (firma Linak) a pákového mechanismu. Při zasouvání lin. aktuátoru dochází k natočení centrální páky, tím k posunu táhel, jejichž druhý konec je spojen s lyžinami. Lyžiny se začínají otáčet kolem čepu. Maximální rozevření lyžin je 1705 mm. Ovládání lin. aktuátoru je prostřednictvím ručního ovladače HD80 firmy Linak, který bude popsán níže. Princip funkce rozevírání lyžin je znázorněn na obrázku (šedě je zobrazeno maximální roztažení lyžin, respektive zasunutí lin. aktuátoru).

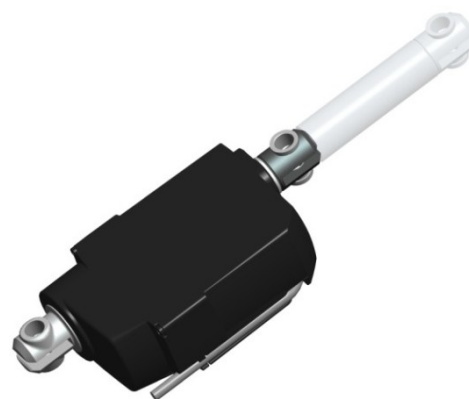


Obr. 7-10: Princip rozevírání lyžin

7.3.1 Lineární aktuátor LA23

<i>Zdvih:</i>	100 mm
<i>Tlačná / tažná síla:</i>	2500 N
<i>Rychlost (nulové / plné zatížení):</i>	3,2 mm / 2,5 mm
<i>Napájecí napětí:</i>	24 V
<i>Max. proud:</i>	1,8 A
<i>Stupeň krytí:</i>	IPX6
<i>Hmotnost:</i>	1,84 kg

Tab. 7-6: Technické parametry LA23 ([14])

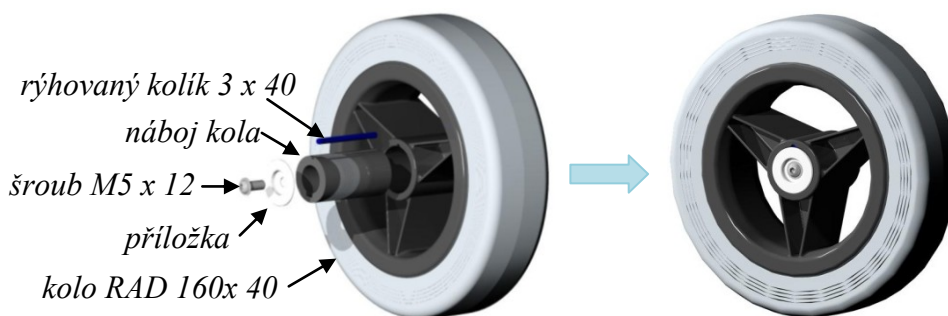


Obr. 7-11: Lin. aktuátor LA23

7.4 Kola mobilního manipulátoru

7.4.1 Kolo RAD 160 x 40

Bylo vybráno kolo RAD 160 x 40 firmy Meyra. Ráfek kola je vyroben z polypropylénu. Běhoun je z polyuretanové pěny. Kolo musí být upraveno a to tak, že ložisko v jeho středu se vyklepe a je nahrazeno nábojem s drážkou pro pero. Náboj je nalisován a pojištěn proti pootočení kolíkem. Krouticí moment se přenáší z hřídele na kolo pomocí těsného pera.



Obr. 7-12: kolo RAD 160 x 40

Průměr kola (D):	160 mm
Šířka:	40 mm
Max. nosnost:	60 kg
Hmotnost:	0,44 Kg

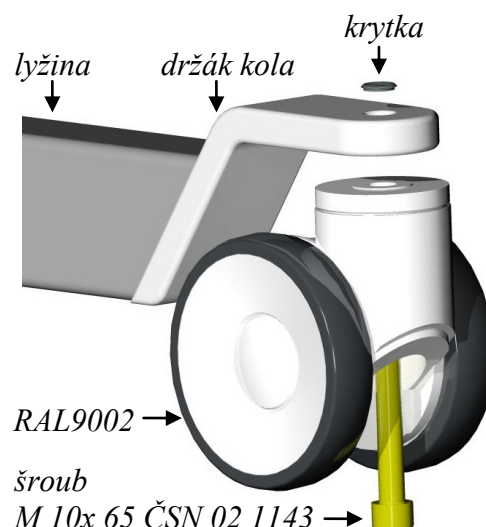
Tab. 7-7: Technické parametry RAL9002 ([21])

7.4.2 Pojezdové otočné kolo RAL9002

Pro lyžiny subsystému mobility, byly zvoleny pojezdové otočné kola RAL9002 od firmy Tente. Tyto otočné kola jsou vhodné pro použití v nemocnicích (indoor prostředí). Střed kola je vyroben z polyamidu. Běhoun je z polyuretanu.

Průměr kola:	100 mm
Šířka běhounu:	20 mm
Šířka kola:	82 mm
Dynamická nosnost:	110 kg
Statická nosnost	200 kg
Druh ložiska:	kluzné ložisko
Teplotní odolnost:	-10° až +40°C
Hmotnost:	0,618 Kg

Tab. 7-8: Technické parametry RAL9002 ([22])



Obr. 7-13: Upevnění kola RAL9002

7.5 Energetický subsystém

Pro napájení subsystému mobility byl zvolen akumulátor LA-12V20-NB firmy BatterySpace. Požadované napětí 24V bude zajištěno zapojením akumulátorů do série. Výpočet požadované doby provozu subsystému mobility je proveden níže (viz. kapitola 8.8).

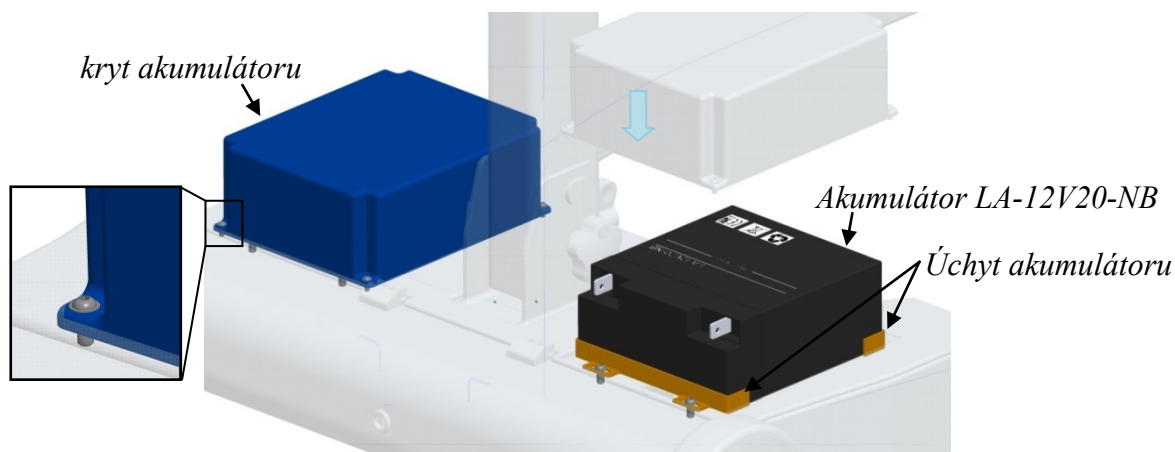
7.5.1 Akumulátor LA-12V20-NB

<i>Výstupní napětí:</i>	12 V
<i>Kapacita:</i>	20 Ah
<i>Rozměry (d x š x v):</i>	181 x 76 x 166 mm
<i>Hmotnost:</i>	6,35 Kg



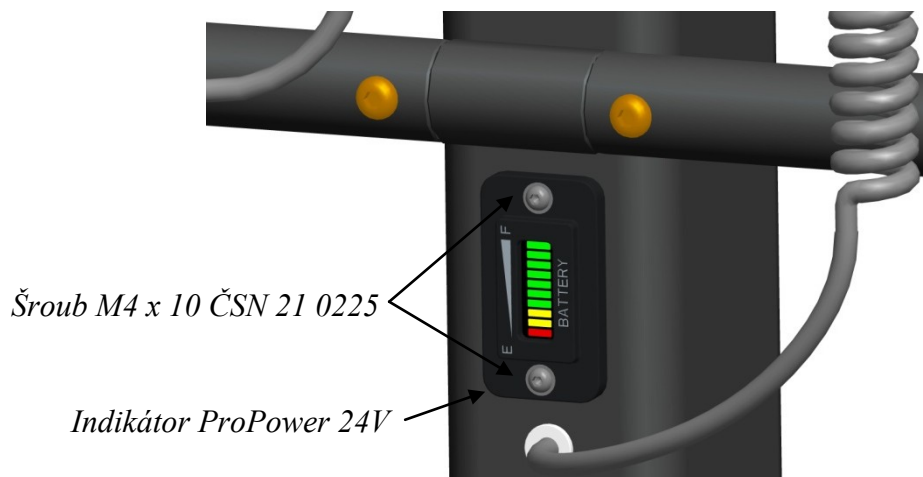
Tab. 7-9: Technické parametry LA-12V20-NB ([23])

Obr. 7-14: LA-12V20-NB



Obr. 7-15: Uchycení akumulátoru k rámu

Manipulátor je vybaven indikátorem stavu baterií ProPower 24V ([24]), který signalizuje úroveň kapacity akumulátorů. Připevnění k nosnému rámu je zobrazeno na obrázku.



Obr. 7-16: Uchycení indikátoru k nosnému rameni

7.6 Systém manipulace horního ramene

Polohování horního ramene je zajištěno prostřednictvím lin. aktuátoru LA32 se zdvihem 400 mm. Ten je k ramenům přichycen čepy a zajištěn proti axiálnímu posunutí poj. kroužky (viz. obr. 7-22). K ovládání lin. aktuátorů LA32 (polohování ramene) a LA23 (polohování lyžin) slouží ruční ovladač HD80 (viz. obr. 7-19). Ovladač zobrazuje stav akumulátoru BAJ1 a nutnost údržby lin. aktuátorů. Připojuje se k řídicí jednotce CBJ-Care. Řídicí jednotka je vybavena nouzovým stop tlačítkem, signalizací stavu akumulátoru, signalizací chodu lin. aktuátorů a nutnosti opravy. Součástí řídicí jednotky je akumulátor BAJ1 s kapacitou 2,9 Ah. Výpočet doby provozu je proveden v kapitole 8.9. Řídicí jednotka CBJ-Care je k nosnému ramenu připevněna pomocí montážní lišty MJB2 (viz. obr. 7-21), která umožňuje snadnou a rychlou výměnu akumulátoru. Schéma zapojení lineárních aktuátorů LA32, LA23 a ručního ovladače HD80 k řídicí jednotce CBJ-Care je zobrazeno na obrázku (viz. obr. 7-20).

7.6.1 Lineární aktuátor LA32

<i>Zdvih:</i>	400 mm
<i>Tlačná / tažná síla:</i>	7500 N
<i>Držící síla:</i>	6500 N
<i>Rychlost (nulové / plné zatížení):</i>	15 mm / 6,5 mm
<i>Napájecí napětí:</i>	24 V
<i>Max. proud:</i>	9,5 A
<i>Stupeň krytí:</i>	IPX6
<i>Hmotnost:</i>	2,68 kg

Tab. 7-10: Technické parametry LA32 ([14])



Obr. 7-17: LA32

7.6.2 Řídicí jednotka CBJ-CARE

<i>Výstupní napětí:</i>	24 V
<i>Kapacita:</i>	2,9 Ah
<i>Tepelná odolnost:</i>	+5°C až +40°C
<i>Stupeň krytí:</i>	IPX4
<i>Hmotnost:</i>	4,12 kg

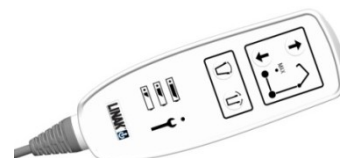
Tab. 7-11: Technické parametry CBJ-CARE ([14])



Obr. 7-18: CBJ-CARE

7.6.3 Ruční ovladač HD80

<i>Stupeň krytí:</i>	IPX4
<i>Hmotnost:</i>	0,32 kg

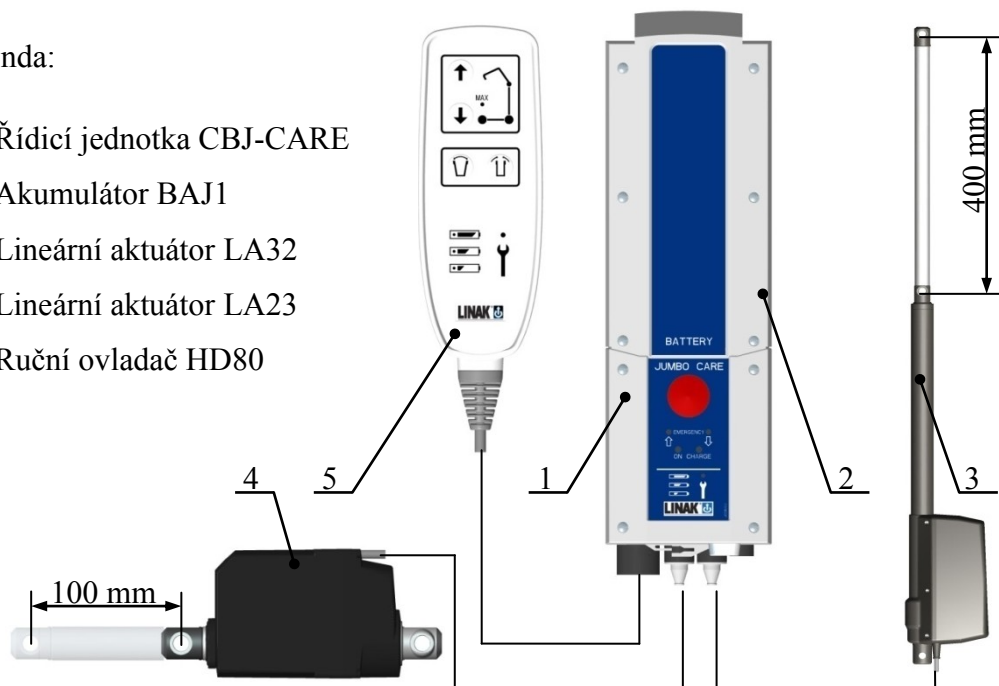


Tab. 7-12: Technické parametry HD80 ([14])

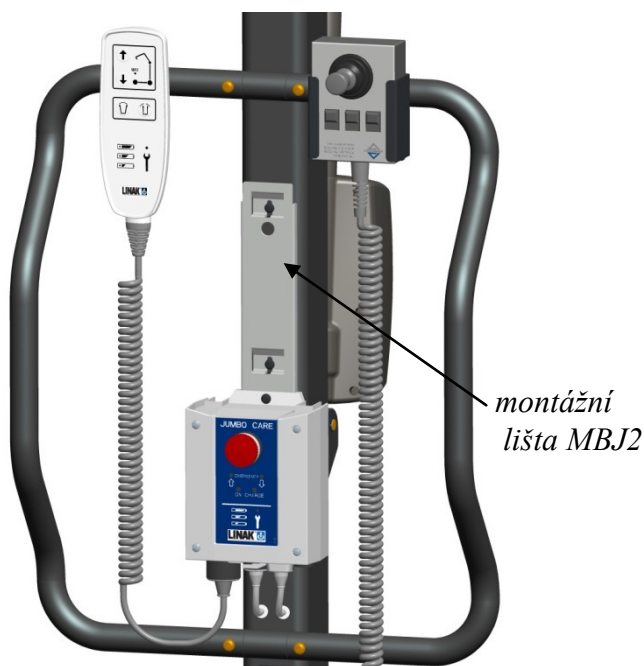
Obr. 7-19: HD80

Legenda:

- [1] Řídicí jednotka CBJ-CARE
- [2] Akumulátor BAJ1
- [3] Lineární aktuátor LA32
- [4] Lineární aktuátor LA23
- [5] Ruční ovladač HD80



Obr. 7-20: Schéma připojení jednotlivých zařízení k řídicí jednotce CBJ-CARE



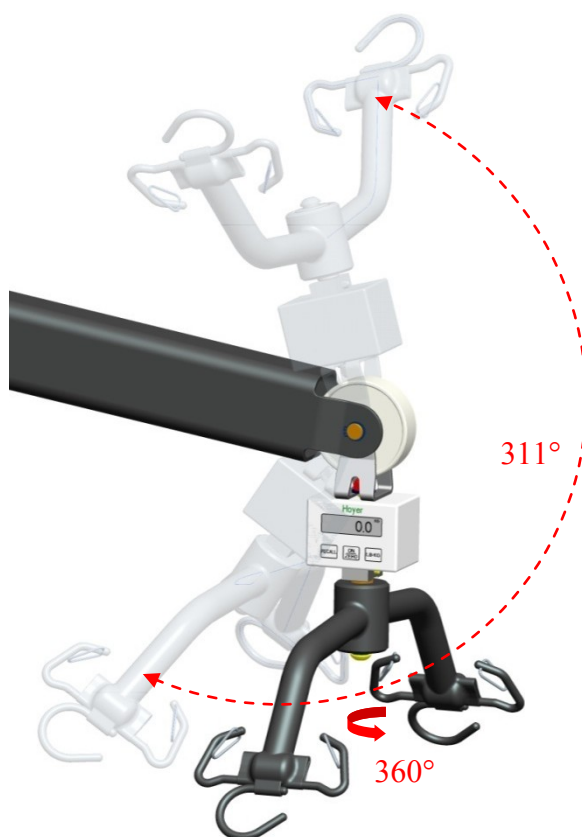
Obr. 7-21: Uchycení řídicí jednotky



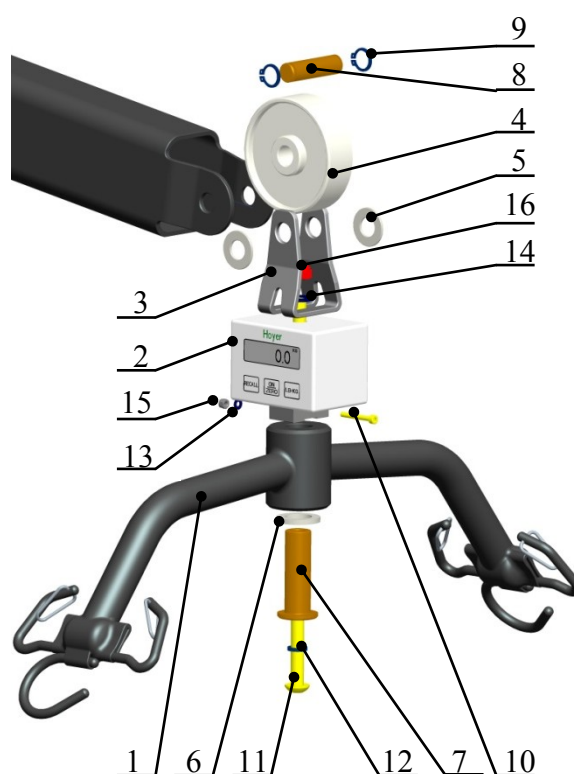
Obr. 7-22: Uchycení lin. aktuátoru k ramenům

7.7 Kolébka a digitální váha

Zvedání a transport pacienta je zrealizován prostřednictvím kolébky s digitální váhou od firmy Hoyer. 4/6 bodová kolébka ([25]) s nosností 180 kg umožňuje zavěšení čtyř nebo šesti bodových závěsů. Digitální váha 59011A ([26]) dokáže zvážit pacienta o hmotnosti až 270kg. Napájení digitální váhy zajišťuje 9 voltová baterie. Počet cyklů zvážení až 3000. Kolébka umožňuje úhlové natočení 360° kolem horizontální osy a 311° kolem vertikální osy. V diplomové práci není proveden kontrolní výpočet kolébky s digitální váhou z důvodu dodání od výrobce, jako kompaktní celek. V příloze B diplomové práce je proveden návrhový a kontrolní výpočet čepu (viz. pozice č.8).



Obr. 7-24: Rozsah pohybů kolébky



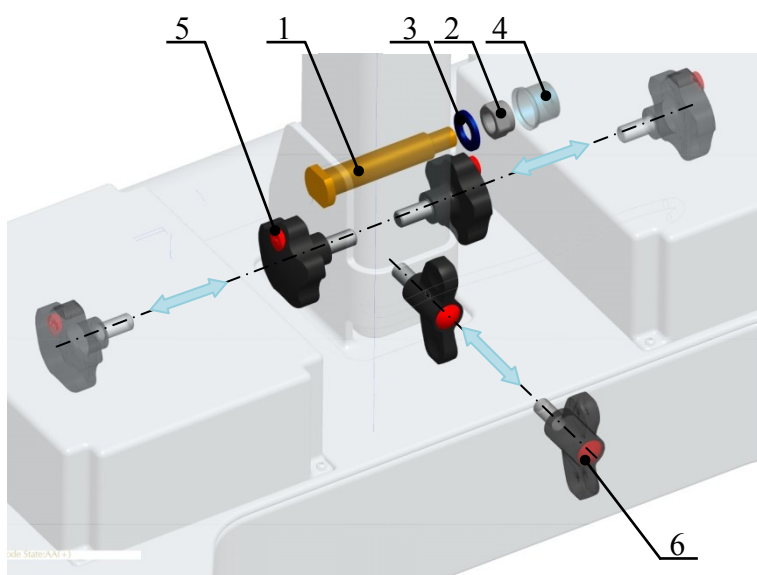
Obr. 7-23: Popis kolébky

Popis:

1 – Hoyer kolébka 4/6 bodová, 2 – Hoyer digitální váha 59011A, 3 – úchytný prvek váhy, 4 – Otočná kladka, 5 – Kluzná podložka WTM-1224, 6 – Kluzná podložka WTM-1630, 7 – čep kolébky, 8 – Čep 12 x 42 A ISO 2340 -St, 9 – Pojistný kroužek 12 ČSN 02 2930, 10 – Šroub M3 x 25 ISO 4762, 11 – Šroub M8 x 70 ISO 7380/A2, 12 – Pružná podložka 8 ČSN 02 1740.11, 13 – Podložka 3,2 ČSN 02 1703.11, 14 – Podložka 8,4 ČSN 02 1703.11, 15 – Matice M3 DIN 985, 16 – Matice M8 ISO 7040

7.8 Uchycení manipulační nástavby k subsystému mobility

Manipulační nástavba je k základovému rámu připevněna prostřednictvím čepu, křídlového šroubu a dvou bezpečnostních hvězdicových koleček ([27]). Z důvodu požadavku na zamezení vyšroubování bezpečnostních koleček nepovolanou osobou, bylo zvoleno bezpečnostní kolečko s otvorem pro klíč. Při vyšroubování bezpečnostních koleček a křídlového šroubu lze manipulační nástavbu sklopit o 90°, do vodorovné polohy (viz. obr. 7-26). Sklopení se může provádět z důvodu skladování nebo přepravy mobilního manipulátoru. Návrhový a kontrolní výpočet čepu je proveden v příloze B.



Legenda:

- [1] Čep nosného ramene $\varnothing 16 - 91$
- [2] Poj. matice M12 ISO 7040 - 8
- [3] Podložka 13 ČSN 02 1702
- [4] Krytka pojistné matice M12
- [5] Bez. kolečko VLS-SST-p
- [6] Křídlový šroub EWN-SST-p

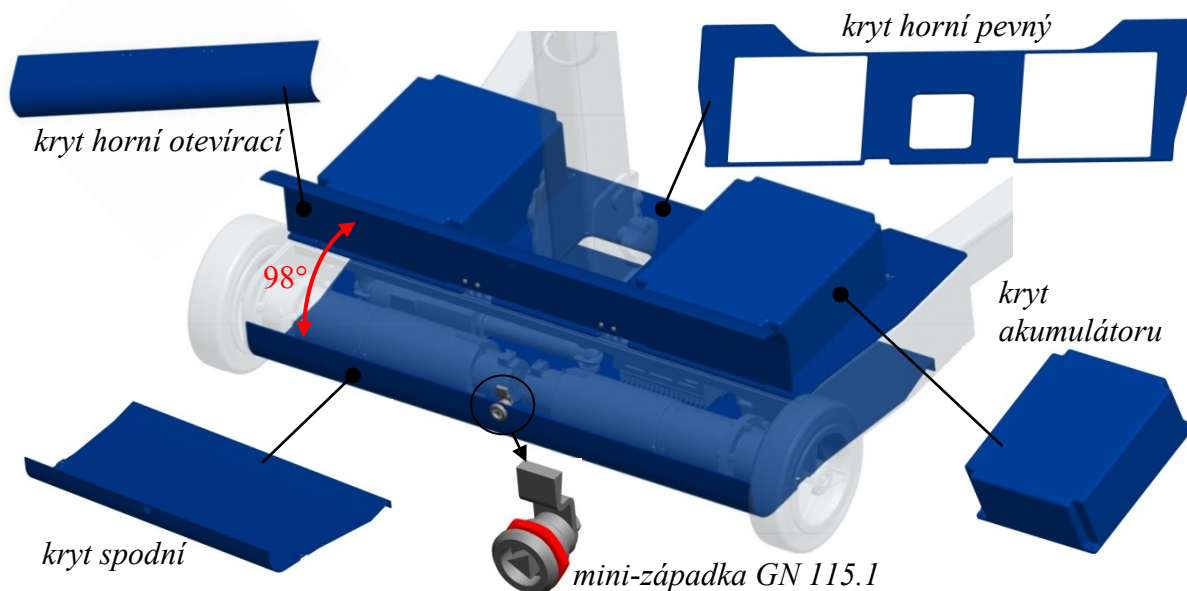
Obr. 7-25: Schéma uchycení manipulační nástavby k rámu



Obr. 7-26: Sklopení manipulační nástavby

7.9 Krytování manipulátoru

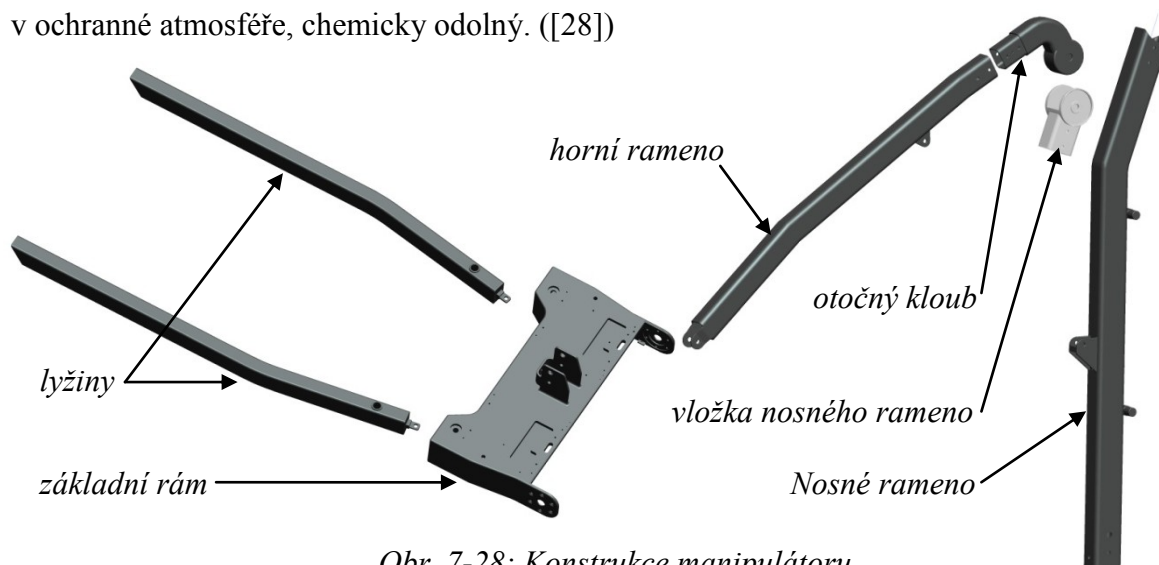
Navržené díly krytování jsou vyráběny technologií Rapidprototyping od firmy Callidus. Materiál je polykarbonát (PC). Tato technologie je navržena pro kusovou výrobu manipulátoru, při větších sériích, by byla zvolena technologie vakuového tváření. Zadní horní kryt je otevírací, kvůli dobíjení akumulátorů nebo k případné údržbě. K zamezení vstupu nepovolané osoby slouží mini-západka GN 115.1 na klíč ([27]).



Obr. 7-27: Krytování manipulátoru

7.10 Rám podvozku a ramena manipulační nástavby

Ramena, lyžiny a základový rám manipulátoru jsou navrženy z duralu. Na rozdíl od hliníku je sice nepatrně těžší (2800 kg/m^3), ale až pětkrát pevnější v tahu a tvrdší. Pevnost a tvrdost se zvyšuje tepelným opracováním a zušlechťováním. Dobrá obrobiteľnosť, svařování v ochranné atmosféře, chemicky odolný. ([28])

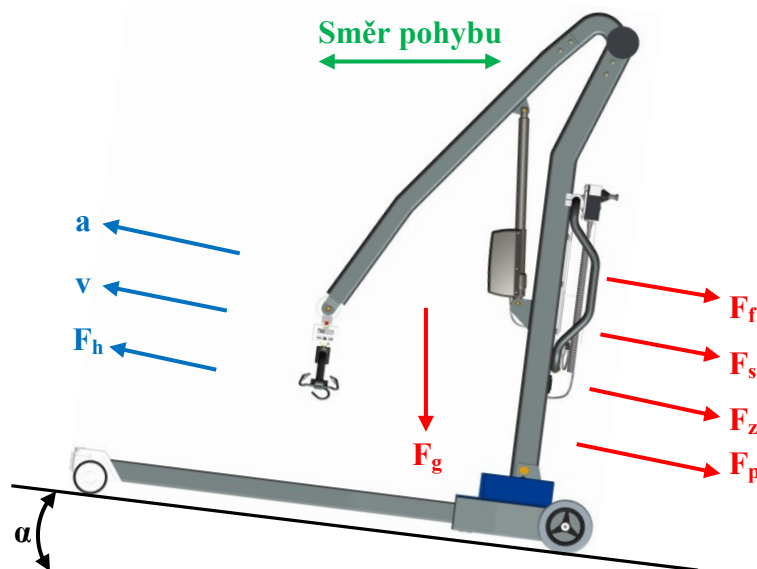


Obr. 7-28: Konstrukce manipulátoru

8 Návrhové a kontrolní výpočty základních konstrukčních prvků

8.1 Návrh pohonu

Při návrhu pohonu pro kolový podvozek se vychází z metodiky návrhu motorových vozidel (viz. výpočet [29]). Následující schéma znázorňuje působení sil, potřebných k návrhu pohonu.



Obr. 8-1: Schéma působení sil na manipulátor

Legenda:

F_f – valivý odpor

F_v – vzdušný odpor

F_s – odpor stoupání

F_g – tíhová síla

F_z – odpor zrychlení

F_h – hnací síla

Vstupní hodnoty:

- | | |
|------------------------------------|---|
| - rychlost manipulátoru | $v_m = 0,556 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ |
| - zrychlení manipulátoru | $a_m = 0,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |
| - tíhové zrychlení | $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ |
| - hmotnost manipulátoru | $m_m = 60 \text{ kg}$ |
| - hmotnost objektu manipulace | $m_{OM} = 150 \text{ kg}$ |
| - valivý poloměr kola | $r_k = 0,08 \text{ m}$ |
| - úhel stoupání rampy | $\alpha = 7^\circ$ |
| - součinitel valivého odporu | $f_k = 0,02$ |
| - součinitel vlivu rotačních částí | $\vartheta = 1,5$ |

Jízdní odpory:

Jízdní odpory představují síly působící proti směru pohybu manipulátoru. Výsledná hnací síla musí překonat součet níže uvedených jízdních odporů:

$$F_h = F_f + F_s + F_z + F_v \quad (8.1)$$

- **Odpor valivý – F_f**

Pro jedno kolo platí vztah:

$$F_{fK} = Z_K \cdot f_k \quad (8.2)$$

kde: Z_K - radiální reakce vozovky
 f_k - součinitel valivého odporu kola

Pro celý manipulátor potom platí:

$$F_f = \sum_i F_{fKi} = \sum_i Z_{Ki} \cdot f_{ki} \quad (8.3)$$

kde: i - počet kol

Za předpokladu, že součinitel valivého odporu je pro všechny kola stejný při jízdě po rovině:

$$F_f = f_k \cdot G \quad (8.4)$$

Za předpokladu, že součinitel valivého odporu je pro všechny kola stejný při jízdě po nakloněné rovině pod úhlem α :

$$F_f = f_k \cdot \sum_i Z_{Ki} = f_k \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (8.5)$$

kde: G - celková tíha manipulátoru
 α - úhel sklonu povrchu

- **Odpor vzdušný – F_v**

Vzhledem k pomalé pojezdové rychlosti (max. 2 km/h), malým rozměrům a pohybu ve vnitřním prostředí je odpor prostředí zanedbatelný.

- **Odpor stoupání – F_s**

Odpor stoupání vzniká při jízdě po nakloněné rovině. Rampy v nemocnicích mají normalizovaný sklon 7° . Velikost odporu stoupání je dán vztahem:

$$F_s = G \cdot \sin \alpha \quad (8.6)$$

- **Odpor zrychlení – F_z**

Při zrychlování manipulátoru dochází k působení setrvačné síly proti směru zrychlení. Velikost setrvačného odporu je dána vztahem:

$$F_z = \left(m + \sum_i \left(\frac{J_{Ki}}{r_{ki}^2} \right) \right) \cdot a = F_{zp} + F_{zr} \quad (8.7)$$

skládá se z odporu zrychlení posuvné části:

$$F_{zp} = m_c \cdot a \quad (8.8)$$

kde: m_c - celková hmotnost manipulátoru včetně objektu manipulace
 a - zrychlení

a z odporu zrychlení rotujících částí:

$$F_{zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{ki}^2} \cdot a \quad (8.9)$$

kde: J_{Ki} - hmotnostní moment setrvačnosti i-tého kola
 r_{ki} - valivý poloměr i-tého kola

Pro zjednodušení výpočtu se zavádí součinitel vlivu rotačních částí. Výsledný vztah pak vypadá takto:

$$F_z = \vartheta \cdot m_c \cdot a \quad (8.10)$$

kde: ϑ - součinitel vlivu rotačních částí zohledňující odpor rotujících součástí pohonu (byla zvolena hodnota 1,5)

Potřebná hnací síla:

Při pohybu manipulátoru musí hnací síla překonat všechny jízdní odpory. Vztah pro potřebnou celkovou hnací sílu, kterou potřebujeme pro návrh pohonu manipulátoru s kolovým podvozkem, získáme dosazením vztahu (8.2), (8.6) a (8.10) do vztahu (8.10):

$$F_h = Z_K \cdot f_k + G \cdot \sin \alpha + \vartheta \cdot m_c \cdot a \quad (8.11)$$

Za předpokladu, že radiální reakce vozovky Z_K , je stejně velká jako zatížení kola, pak pro jednotlivá kola na nakloněné rovině s úhlem sklonu α je dán vztah:

$$Z_K = \frac{m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{n} \quad (8.12)$$

kde: n - počet kol manipulátoru

Potřebná hnací síla na jednom kole:

Manipulátor disponuje čtyřmi koly, z toho dvě kola jsou poháněné samostatným stejnosměrným motorem a zbylé dvě jsou pojízdné otočné kladky. Celková hnací síla se rovnoměrně rozdělí mezi hnací kola. Pomocí vztahu (8.11) a (8.12) získáme výsledný vztah:

$$F_{hj} = \frac{1}{n_k} \cdot \left(\frac{f_k \cdot m_c \cdot g \cdot \cos \alpha}{n} + G \cdot \sin \alpha + \vartheta \cdot m_c \cdot a \right) \quad (8.13)$$

$$F_{hj} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{0,02 \cdot 210 \cdot 9,81 \cdot \cos 7^\circ}{4} + 1962 \cdot \sin 7 + 1,5 \cdot 210 \cdot 0,28 \right) = \underline{\underline{174,74N}}$$

kde: n_k - počet poháněných kol manipulátoru

Potřebný výkon hnacího kola:

$$P_{hj} = F_{hj} \cdot v_{max} \quad (8.14)$$

$$P_{hj} = 174,74 \cdot 0,556 = \underline{\underline{97,16W}}$$

Potřebný kroutící moment hnacího kola:

$$M_{hj} = F_{hj} \cdot r_k \quad (8.15)$$

$$M_{hj} = 174,74 \cdot 0,08 = \underline{\underline{13,98Nm}}$$

Potřebné otáčky hnacího kola:

$$n_{hj} = \frac{60 \cdot v_m}{2 \cdot \pi \cdot r_k} \quad (8.16)$$

$$n_{hj} = \frac{60 \cdot 0,556}{2 \cdot \pi \cdot 0,08} = \underline{\underline{66,37min^{-1}}}$$

Pro výběr pohonné jednotky byly získány následující parametry:

- požadovaný výkon $P_{hj} = 97,16W$
- požadovaný moment $M_{hj} = 13,98Nm$
- požadované otáčky $n_{hj} = 66,37min^{-1}$

Na základě provedeného výpočtu potřebných parametrů na hnacím kole, byl z katalogu firmy Dunkermotoren zvolen stejnosměrný komutátorový motor GR 63Sx55 (viz. Obr.7-4) a odpovídající dvoustupňová planetová převodovka PLG 60 (viz. Obr. 7-5).

8.2 Kontrolní výpočet pohonné jednotky

Pohonná jednotka musí zajistit, aby skutečné parametry na hnacím kole byly větší, než požadované vypočtené parametry. Tuto podmínku si ověříme následujícím výpočtem:

Vstupní hodnoty:

- výkon motoru $P_m = 130 \text{ W}$
- krouticí moment motoru $M_m = 0,37 \text{ Nm}$
- otáčky motoru $n_m = 3350 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr převodovky $i_p = 49$
- účinnost převodovky $\eta_p = 81 \%$

Maximální převodový poměr:

$$i_{mp} = \frac{n_m}{n_{hj}} \quad (8.17)$$

$$i_{mp} = \frac{3350}{66,37} = \underline{\underline{50,48}}$$

Podmínka, že: $i_{mp} > i_p$
 $50,48 > 49 \Rightarrow \text{Vyhovuje}$

Skutečný krouticí moment na hnacím kole:

$$M_{sk} = M_m \cdot i_p \cdot \eta_p \quad (8.18)$$

$$M_{sk} = 0,37 \cdot 49 \cdot 0,81 = \underline{\underline{14,69 \text{ Nm}}}$$

Podmínka, že: $M_{sk} > M_{hj}$
 $14,69 \text{ Nm} > 13,98 \text{ Nm} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$

Skutečné otáčky na hnacím kole:

$$n_{sk} = \frac{n_m}{i_p} \quad (8.19)$$

$$n_{sk} = \frac{3350}{49} = \underline{\underline{68,37 \text{ min}^{-1}}}$$

Podmínka, že: $n_{sk} > n_{hj}$
 $68,37 \text{ min}^{-1} > 66,37 \text{ min}^{-1} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$

Skutečný výkon na hnacím kole:

$$P_{sk} = P_m \cdot \eta_p = 130 \cdot 0,81 = \underline{\underline{105,3W}} \quad (8.20)$$

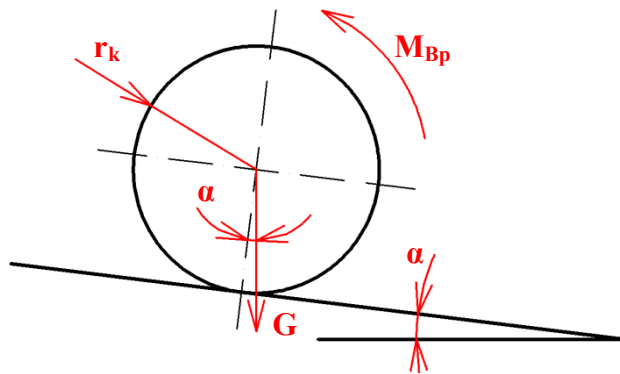
Podmínka, že: $P_{sk} > P_{hj}$

$$105,3W > 97,16W \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Z provedeného kontrolního výpočtu skutečných parametrů na hnacím kole vyplývá, že pohonná jednotka byla zvolena správně.

8.3 Výpočet potřebného statického momentu brzdy

Mobilní manipulátor může během své činnosti zůstat stát na nakloněné rovině. Z tohoto důvodu jsou motory vybaveny brzdou. Níže uvedený výpočet ověřuje statický moment brzdy.



Obr. 8-2: Síly a momenty působící na kolo

Vstupní hodnoty:

- $m = 210 \text{ kg}$
- $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- $r_k = 0,08 \text{ m}$
- $\alpha = 7^\circ$
- $n_k = 2 \text{ ks}$
- $i_p = 49$
- $\eta_p = 81 \%$

$$M_{Bp} = \frac{(m \cdot g \cdot \sin \alpha) \cdot r_k}{n_k \cdot i_p \cdot \eta_p} \quad (8.21)$$

$$M_{Bp} = \frac{(210 \cdot 9,81 \cdot \sin 7^\circ) \cdot 0,08}{2 \cdot 49 \cdot 0,81} = \underline{\underline{0,25Nm}}$$

Podmínka, že: $M_{Bp} < M_B$

$$0,25 \text{ Nm} < 0,4 \text{ Nm} \Rightarrow \text{brzda vyhovuje}$$

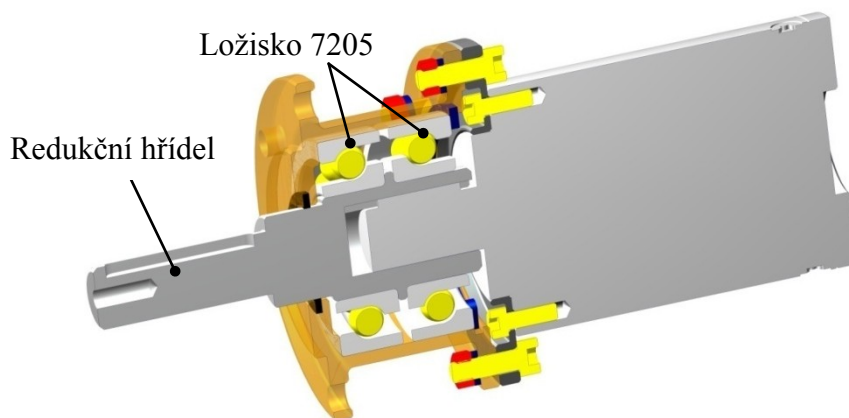
kde: M_{Bp} - potřebný statický moment brzdy

M_B - statický moment brzdy

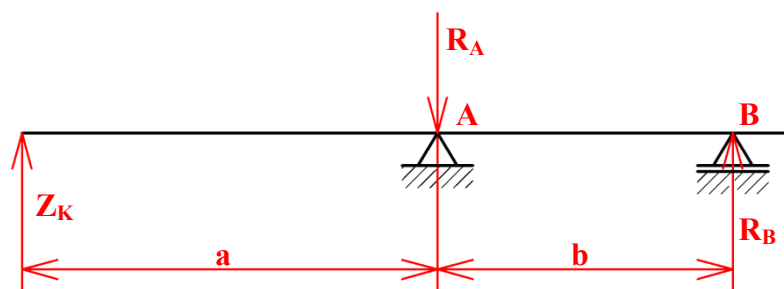
Mobilní manipulátor může zůstat stát na nakloněné rovině, protože statický moment brzdy je vyšší, než vypočtený potřebný statický moment. Dosazením statického momentu brzdy do rovnice 8.21, můžeme vypočíst maximální úhel nakloněné roviny. Ten je 11° .

8.4 Návrh ložisek uložení redukční hřídele kola

Redukční hřídel je uložena na dvou jednořadých kuličkových ložiscích s kosoúhlým stykem 7205 BECBP od firmy SKF ([30]).



Obr. 8-3: Uložení redukční hřídele kola



Vstupní hodnoty:

- $Z_k = 515 \text{ N}$
- $a = 44,5 \text{ mm}$
- $b = 17 \text{ mm}$

Obr. 8-4: Schéma uložení redukční hřídele kola

Použitím momentové podmínky k bodu A (viz. obr. 8-4), byla vypočtena reakce R_B , která působí v podpoře B.

$$M_A: 0 = Z_K \cdot a - R_B \cdot b \Rightarrow R_B = \frac{Z_K \cdot a}{b} \quad (8.22)$$

$$R_B = \frac{515 \cdot 44,5}{17} = \underline{\underline{1348,09 \text{ N}}}$$

Z rovnováhy sil, byla vypočtena reakce R_A působící v podpoře A.

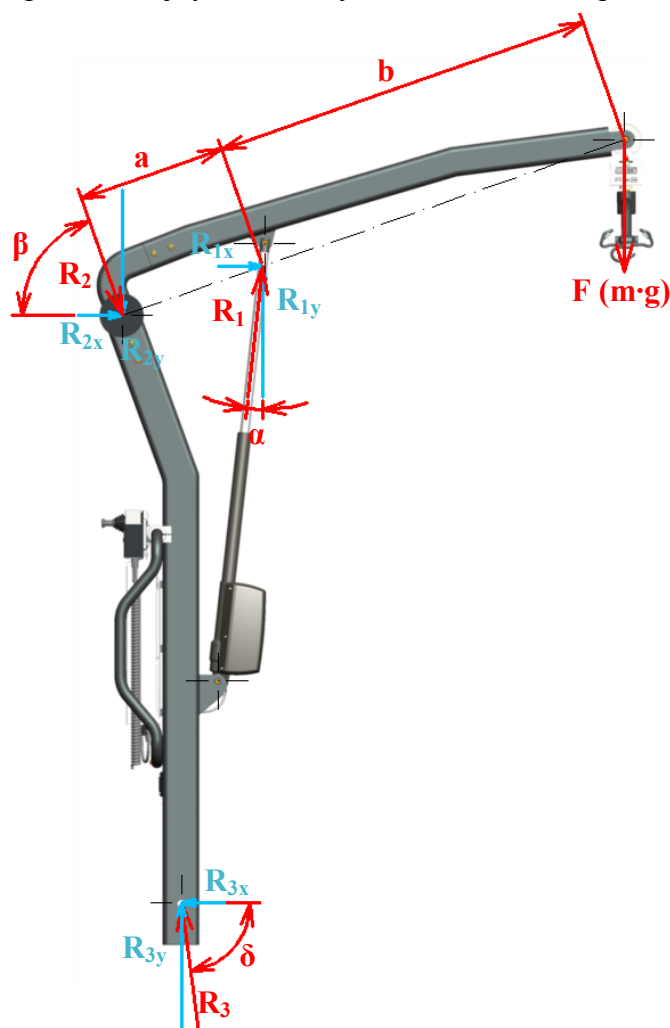
$$Z_K - R_A + R_B = 0 \Rightarrow R_A = Z_K + R_B \quad (8.23)$$

$$R_A = 515 + 1347,01 = \underline{\underline{1863,09 \text{ N}}}$$

Kontrolní výpočet jednořadých kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem 7205 BECBP byl proveden v programu MITCalc. Pro výpočet byla použita větší vypočtená síla a to reakce R_A v bodě A. Výpočet je uveden v příloze C. Kontrolní výpočet redukční hřídele byl také proveden v programu MITCalc a uveden v příloze F.

8.5 Výpočet reakcí v ramenech mobilního manipulátoru

Výpočet potřebných reakcí v ramenech manipulační nástavby mobilního manipulátoru, se provádí pro nejvyšší možné zatížení a to pro pacienta o hmotnosti až 150 kg (m_{OM}). K hmotnosti pacienta se musí připočíst hmotnost kolébky, digitální váhy a horní rameno (m_{kvr}). Výpočet je proveden pro maximální vysunutí lineárního aktuátoru z důvodu předpokladu nejvyšší hodnoty reakce R_1 v horní poloze ramene.



Vstupní hodnoty:

- $m_{OM} = 150 \text{ kg}$
- $m_{kvr} = 5,85 \text{ kg}$
- $g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
- $a = 326,7 \text{ mm}$
- $b = 841 \text{ mm}$
- $\alpha = 6^\circ$
- $\beta = 70^\circ$

Obr. 8-5: Schéma rozložení sil na ramenech manipulátoru

Výpočet zatěžující síly:

$$F = (m_{OM} + m_r) \cdot g = (150 + 5,85) \cdot 9,81 = \underline{\underline{1528,89 \text{ N}}} \quad (8.24)$$

Výpočet reakcí R_1 a R_2 v horním rameni manipulátoru:

Výpočet R_{1y} z momentové rovnováhy místa působení R_2 :

$$M_{R2}: 0 = R_{1y} \cdot a - F \cdot (a + b) \Rightarrow R_{1y} = \frac{F \cdot (a + b)}{a} \quad (8.25)$$

$$R_{1y} = \frac{1528,89 \cdot (326,7 + 841)}{326,7} = \underline{\underline{5464,6N}}$$

Výpočet reakce R1:

$$\cos \alpha = \frac{R_{1y}}{R_1} \Rightarrow R_1 = \frac{R_{1y}}{\cos \alpha} \quad (8.26)$$

$$R_1 = \frac{5464,6}{\cos 6^\circ} = \underline{\underline{5494,7N}}$$

Dopočet R_{1x}:

$$\sin \alpha = \frac{R_{1x}}{R_1} \Rightarrow R_{1x} = \sin \alpha \cdot R_1 \quad (8.27)$$

$$R_{1x} = \sin 6^\circ \cdot 5494,7 = \underline{\underline{574,35N}}$$

Výpočet R_{2y} z podmínky rovnováhy sil:

$$\sum F_{iy} : 0 = R_{1y} - F - R_{2y} \Rightarrow R_{2y} = R_{1y} - F \quad (8.28)$$

$$R_{2y} = 5464,6 - 1528,89 = \underline{\underline{3935,71N}}$$

Výpočet reakce R2:

$$\sin \beta = \frac{R_{2y}}{R_2} \Rightarrow R_2 = \frac{R_{2y}}{\sin \beta} \quad (8.29)$$

$$R_2 = \frac{3935,71}{\sin 70^\circ} = \underline{\underline{4188,29N}}$$

Dopočet R_{2x}:

$$\cos \beta = \frac{R_{2x}}{R_2} \Rightarrow R_{2x} = \cos \beta \cdot R_2 \quad (8.30)$$

$$R_{2x} = \cos 70^\circ \cdot 4188,29 = \underline{\underline{1432,48N}}$$

Dopočetní reakce R₃ ve spodním rameni:

Složky R_{3x}, R_{3y} reakce R₃ budou dopočteny z rovnováhy v jednotlivých složkách všech reakcí. Při tomto výpočtu bude mít reakce R₁ opačný směr působení, než jak je uvedeno na obrázku.

Rovnováha reakcí v ose y:

$$\sum F_{iy} : 0 = -R_{2y} - R_{1y} + R_{3y} \Rightarrow R_{3y} = R_{2y} + R_{1y} \quad (8.31)$$

$$R_{3y} = 3935,71 + 5464,6 = \underline{\underline{9400,31N}}$$

Rovnováha reakcí v ose x:

$$\sum F_{ix}: 0 = -R_{1x} + R_{2x} - R_{3x} \Rightarrow R_{3x} = R_{1x} - R_{2x} \quad (8.32)$$

$$R_{3x} = 574,35 - 1432,48 = \underline{\underline{-858,13N}}$$

Výpočet reakce R_3 :

$$R_3 = \sqrt{R_{3y}^2 + R_{3x}^2} = \sqrt{9400,31^2 + (-858,13^2)} = \underline{\underline{9439,39N}} \quad (8.33)$$

Dopočet úhlu δ :

$$\cos \delta = \frac{R_{3x}}{R_3} \Rightarrow \delta = \arccos \frac{R_{3x}}{R_3} \quad (8.34)$$

$$\delta = \arccos \frac{858,13}{9439,39} = \underline{\underline{84,8^\circ}}$$

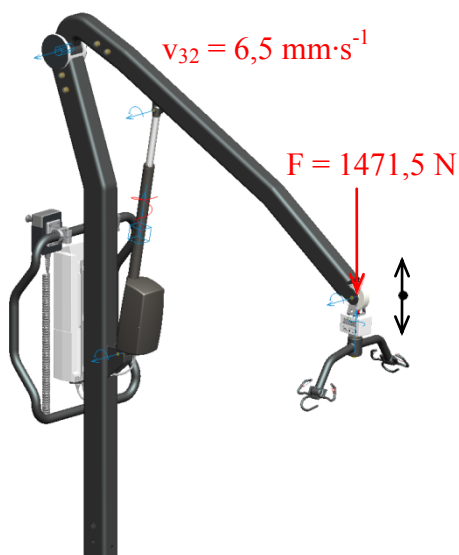
Reakce R_3 vyšla v opačném směru, než byl předpoklad. Na základě provedeného výpočtu reakcí R_1 , R_2 a R_3 , byl proveden návrhový a kontrolní výpočet čepů v příloze B.

Ruční výpočet reakce R_1 je porovnán s výpočtem, který byl proveden v programu Pro/Engineer (viz. kapitola 8.6). Vypočtená reakce $R_1 = 5494,7 \text{ N} \cong F_{\max} = 5495,99 \text{ N}$ (hodnota vypočtena programem Pro/Engineer) \Rightarrow výpočty jsou provedeny správně. Nepatrný rozdíl mezi vypočtenými hodnotami reakce R_1 mohl být způsoben nepřesným zaokrouhlováním při ručním výpočtu.

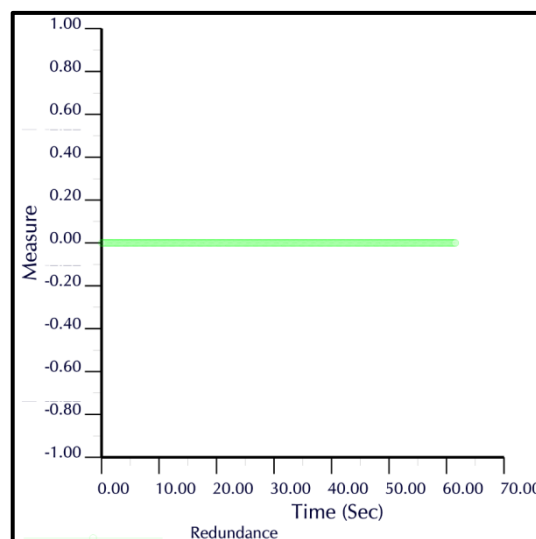
8.6 Dynamická analýza horního ramene

V programu Pro/Engineer byla provedena dynamická analýza horního polohovatelného ramene, za účelem kontroly, zda lin. aktuátor LA32 vyhovuje.

Vstupní hodnoty:

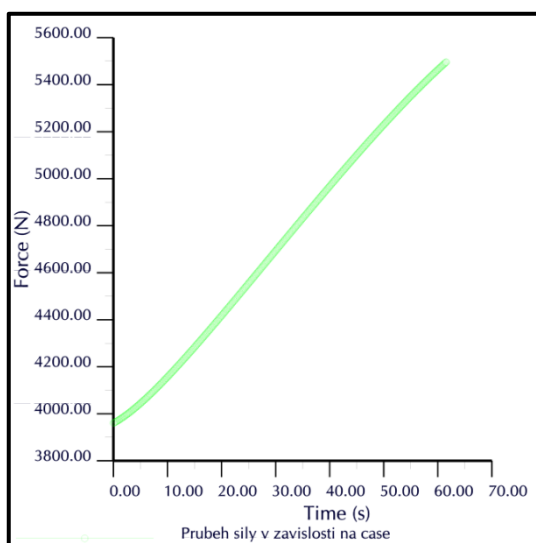


Obr. 8-6: Nastavení potřebných hodnot v Pro/E



Graf 8-1: Redundance

Níže uvedený graf znázorňuje hodnotu síly, kterou musí lineární aktuátor vyvinout při konstantní rychlosti 6,5 mm/s, aby zvedl pacienta o hmotnosti 150 kg. Z grafu vyplývá, že čím více se pohybový šroub lineárního aktuátoru vysouvá, respektive horní rameno se dostává do horní pozice, tím musí lineární aktuátor vyvinout větší sílu.



Graf 8-2: Průběh síly v závislosti na čase při max. zatížení

Minimální síla:

$$t = 0 \text{ s} \dots F_{\min} = 3960,15 \text{ N}$$

Maximální síla:

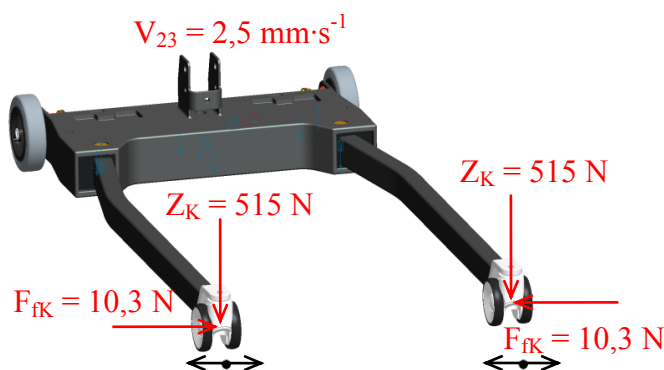
$$t = 62,5 \text{ s} \dots F_{\max} = 5495,99 \text{ N}$$

Lin. aktuátor LA32 dokáže vyvinout sílu $7500 \text{ N} \geq 5495,99 \text{ N} \Rightarrow$ lin. aktuátor vyhovuje.

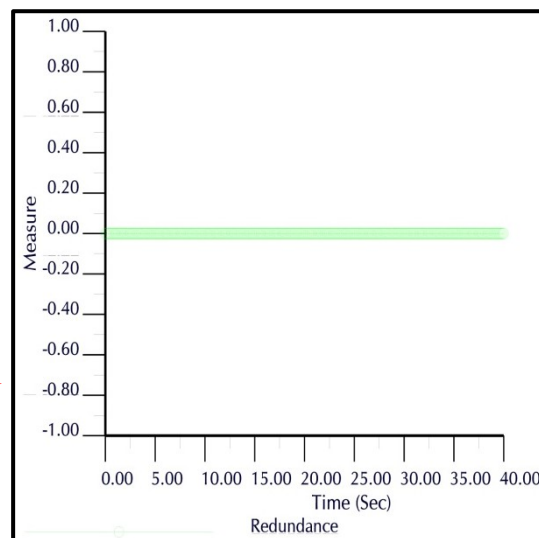
8.7 Dynamická analýza lyžin manipulátoru

Dynamická analýza rozevírání lyžin subsystému mobility manipulátoru, byla provedena v programu Pro/Engineer z důvodu kontroly, zda lineární aktuátor LA23 vyhovuje.

Vstupní hodnoty:



Obr. 8-7: Nastavení potřebných hodnot v Pro/E



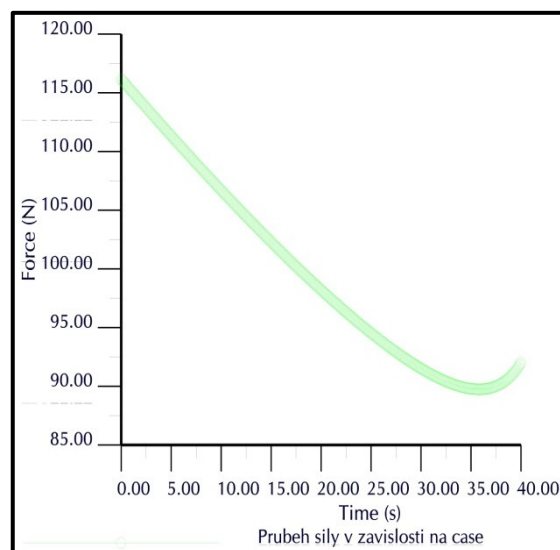
Graf 8-3: Redundance

kde: v_{23} - rychlost lin. aktuátoru LA23 při max. zatížení

Z_K - radiální reakce vozovky pro jedno kolo (viz. vzorec 8.12)

F_{fK} - valivý odpor pro jedno kolo (viz. vzorec 8.2)

Níže uvedený graf znázorňuje hodnotu síly, kterou musí lineární aktuátor vyvinout při konstantní rychlosti 2,5 mm/s. Z grafu vyplývá, že lin. aktuátor musí vyvinout největší sílu při rozběhu z horní polohy aktuátoru (max. vysunutí pohybového šroubu aktuátoru) směrem k dolní poloze aktuátoru. S postupným zasouváním pohybového šroubu síla klesá. Zlom je v čase $t = 35$ s, kdy potřebná síla, kterou musí lin. aktuátor vyvinout zase roste.



Graf 8-4: Průběh síly v závislosti na čase

Minimální síla:

$$t = 35 \text{ s} \dots F_{\min} = 89,74 \text{ N}$$

Maximální síla:

$$t = 0 \text{ s} \dots F_{\max} = 116,16 \text{ N}$$

Lin. aktuátor LA23 dokáže vyvodit sílu $2500 \text{ N} \geq 116,16 \text{ N} \Rightarrow$ lin. aktuátor vyhovuje.

8.8 Výpočet přibližné doby provozu subsystému mobility

Pro výpočet přibližné doby provozu mobilního subsystému musíme znát celkový odběr proudu I_C , který získáme sečtením proudů všech elektrozařízení. V níže uvedené tabulce jsou uvedeny proudové odběry jednotlivých komponentů.

Komponent	Počet [ks]	Napětí [V]	Spotřeba proudu [A]	Spotřeba proudu celkem [A]	Příkon [W]
Motor GR 63Sx55	2	24	5,8	11,6	278,4
Brzda E46 A	2	24	0,26	0,52	12,48
Enkodér RE 20	2	24	0,025	0,050	1,2
Indikátor baterií 24V	1	24	0,025	0,025	0,6
Controller CO4013-EVA	1	12	0,08	0,08	0,96
Joystick M20U9-N3	1	12	0,017	0,017	0,204
Celkem:				12,292	293,844

Tab. 8-1: Proudové odběry jednotlivých komponentů

Výdrž akumulátoru mobilního subsystému:

$$T = \frac{K}{I_C} = \frac{20}{12,292} = 1,63h = \underline{\underline{98min}} \quad (8.35)$$

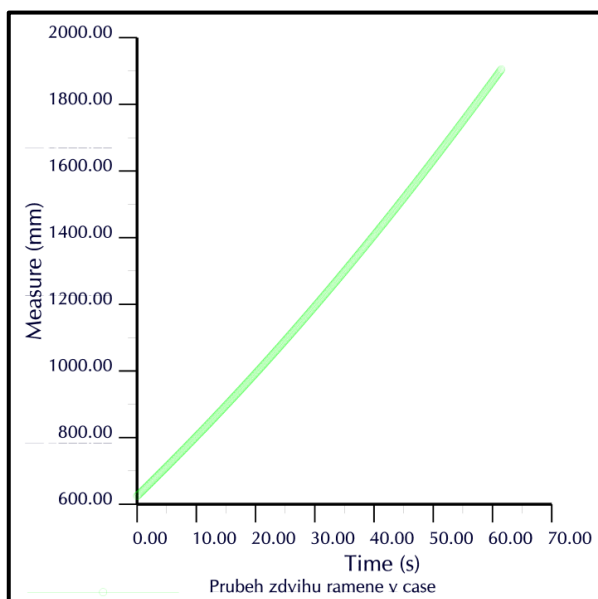
kde: K - kapacita akumulátoru subsystému mobility

I_C - celkový odběr proudu subsystému mobility

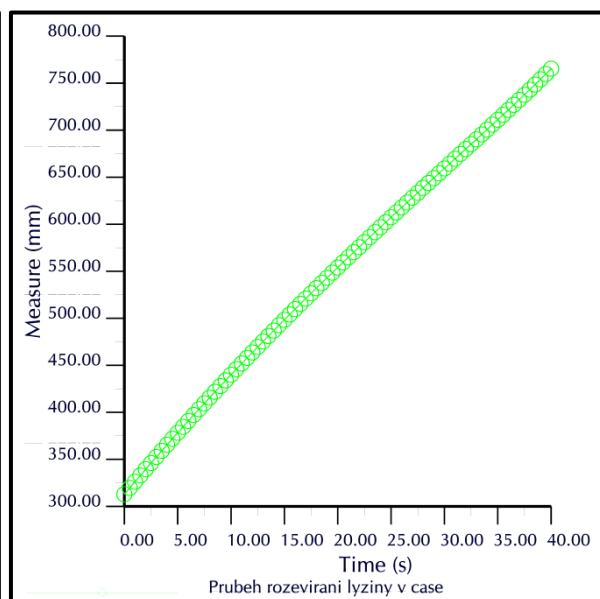
Vypočtená doba provozu subsystému mobility (98 minut) je větší než požadovaná minimální doba provozu (90 minut). Výsledná vypočtená hodnota doby provozu se může lišit od skutečné doby provozu. Pro získání přesné hodnoty je třeba provést měření v praxi.

8.9 Určení doby provozu lineárních aktuátorů

Určení doby provozu lineárních aktuátorů je z hlediska času složité, protože během provozu mobilního subsystému nemusí být lineární aktuátory v činnosti (zejména lineární aktuátor LA23, který slouží k rozevírání lyžin manipulátoru). Posouzení jejich doby provozu bude stanoveno na cykly. Jeden cyklus se skládá z pohybu lineárního aktuátoru s plným zatížením z počáteční polohy, až do koncové polohy. V programu Pro/Engineer byla provedena kinematická analýza, jejímž výstupem jsou grafy, z kterých byla stanovena časová doba jednoho cyklu lineárních aktuátorů LA32 a LA23 při maximálním zatížení.



Graf 8-5: Průběh zdvihu ramene v čase při max. zatížení



Graf 8-6: Průběh rozevírání lyžiny v čase při max. zatížení

Vstupní hodnoty:

- kapacita akumulátoru BAJ1	$K_C = 2,9 \text{ A} \cdot \text{h}$
- odběr proudu lin. aktuátoru LA32 při max. zatížení	$I_{32} = 9,5 \text{ A}$
- odběr proudu lin. aktuátoru LA23 při max. zatížení	$I_{23} = 1,8 \text{ A}$
- časová doba jednoho cyklu lin. aktuátoru LA32 při max. zatížení	$T_{32} = 61,54 \text{ s}$
- časová doba jednoho cyklu lin. aktuátoru LA23 při max. zatížení	$T_{23} = 40 \text{ s}$
- rychlost lin. aktuátoru LA32 při max. zatížení	$v_{32} = 6,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
- rychlost lin. aktuátoru LA23 při max. zatížení	$v_{23} = 2,5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$
- odhadovaný odběr proudu lin. aktuátorů z akumulátoru BAJ1	$\psi = 90 \%$

Výpočet kapacity akumulátoru BAJ1:

Předpokládaný odběr proudu lineárních aktuátorů z akumulátoru BAJ1 je 90%. Zbýlých 10% je určeno pro řídicí jednotku CBJ-Care a dálkový ovladač HD80.

$$K_A = K_C \cdot 0,9 = 2,9 \cdot 0,9 = \underline{\underline{2,61A \cdot h}} \quad (8.36)$$

Minimální počet cyklů lineárního aktuátoru LA32:

$$C_{32} = \frac{K_A \cdot 60}{I_{32} \cdot T_{32}} = \frac{2,61 \cdot 60}{9,5 \cdot 1,03} = \underline{\underline{16 \text{ cyklů}}} \quad (8.37)$$

Minimální počet cyklů lineárního aktuátoru LA23:

$$C_{23} = \frac{K_A \cdot 60}{I_{23} \cdot T_{23}} = \frac{2,61 \cdot 60}{1,8 \cdot 0,67} = 129,85 = \underline{\underline{129 \text{ cyklů}}} \quad (8.38)$$

Stanovená podmínka z požadavkovém listu je splněna. Minimální počet vypočtených cyklů lineárního aktuátoru LA32 (16 cyklů) je větší, než požadovaný minimální počet cyklů (15 cyklů). Výše uvedený výpočet počtu cyklů, byl proveden pro maximální zatížení. V praxi bude počet cyklů různý, v závislosti na hmotnosti pacientů. Čím menší hmotnost pacienta, tím bude větší počet cyklů a naopak. Počet cyklů lineárního aktuátoru LA32 bude snížen, pokud bude v činnosti lineární aktuátor LA23 a to zhruba při osmi cyklech lin. aktuátoru LA23 o jeden cyklus lin. aktuátoru LA32. U provedeného výpočtu počtu cyklů nebylo uvažováno s třením, v reálném provozu může být vlivem tření snížen počet cyklů.

9 Ekonomické zhodnocení

Cílem této kapitoly je provést ekonomické zhodnocení mobilního manipulátoru. V tabulce uvedené níže jsou stanoveny ceny nakupovaných a vyráběných komponentů. Ceny jsou uvedeny s maximální možnou přesností. U vyráběných součástí bez uvedeného výrobce, byla cena stanovena odhadem. Výpočet doby návratnosti není proveden, protože zařízení slouží k obslužným činnostem v nemocnici a je tak velmi složité stanovit návratnost zařízení.

Mobilní manipulátor					
Poř. číslo	Komponent	Výrobce	ks	Jedn. cena [Kč]	Celk. cena [Kč]
1	Akumulátor LA-12V20-NB	Batteryspace	2	943	1 886
2	Joystick M20U9-N3	CTI electronics	1	7 560	7 560
3	Držák joysticku M2000	CTI electronics	1	1 134	1 134
4	Motor GR 63Sx55	Dunkermotoren	2	9 521	19 042
5	Převodovka PLG 60	Dunkermotoren	2	9 150	18 300
6	Brzda E46 A	Dunkermotoren	2	3 816	7 632
7	Enkodér RE30-2-500	Dunkermotoren	2	3 853	7 706
8	Řídicí jednotka BGE3515	Dunkermotoren	2	9 632	19 264
9	Kloubový závěs CFD.30	Elesa+Ganter	2	166	332
10	Bezpečné kolečko VLS-SST-p	Elesa+Ganter	2	247	494
11	Křídlový šroub EWN-SST-p	Elesa+Ganter	1	117	117
12	Mini západka GN 115.1-DK	Elesa+Ganter	1	144	144
13	Spojka s přírubou GN 146	Elesa+Ganter	1	554	554
14	Controller CO4013-EVA	Frenzel + Berg electronic	1	3 094	3 094
15	Kluz. podložka WTM-1224	Hennlich	2	58	116
16	Kluz. podložka GTM-1018	Hennlich	4	40	160
17	Kluz. pouzdro AFM-1521	Hennlich	4	103	412
18	Kluz. pouzdro GFM-1011	Hennlich	10	46	460
19	Kluz. pouzdro WFM-1618	Hennlich	2	71	142
20	Digitální váha 59011A	Hoyer	1	14 161	14 161
21	Kolébka 4/6 bodová	Hoyer	1	2 273	2 273
22	El.lineární aktuátor LA32	Linak	1	8 564	8 564
23	El.lineární aktuátor LA23	Linak	1	4 823	4 823
24	Řídicí jednotka CBJ-Care	Linak	1	5 027	5 027
25	Externí nabíječka CHJ2	Linak	1	2 929	2 929
26	Montážní lišta MJB2	Linak	1	350	350
27	Ovladač HD80	Linak	1	1 500	1 500
28	Otočné kolo RAL9002	Linea	2	270	540

29	Kolo RAD 160 x 40	Meyra	2	600	1 200
30	Indikátor baterií 24V	ProPower	1	548	548
31	Kryt akumulátoru	Callidus	2	2 438	4 876
32	Kryt horní pevný	Callidus	1	2 188	2 188
33	Kryt horní otevírací	Callidus	1	1 751	1 751
34	Kryt spodní	Callidus	1	5 881	5 881
35	Kryt vložky ramene	Callidus	2	682	1364
36	Centrální páka	Krutor	1	2 720	2 720
37	Čep 10 x 30 A ISO 2340 -St	Krutor	1	80	80
38	Čep 10 x 41 A ISO 2340 - St	Krutor	1	100	100
39	Čep 12 x 42 A ISO 2340 - St	Krutor	1	140	140
40	Čep 16 x 71 A ISO 2341 - St	Krutor	1	370	740
41	Čep nosného ramene ø16 - 91	Krutor	1	520	520
42	Čep lyžiny ø15 - 92	Krutor	2	460	920
43	Čep táhla	Krutor	4	290	1 160
44	Držák kola	Krutor	2	1 860	3 720
45	Ložiskový domek	Krutor	2	1 140	2 280
46	Náboj kola	Krutor	2	450	900
47	Redukční hřídel	Krutor	2	790	1580
48	Rukojeť	Krutor	2	830	1 660
49	Táhlo	Krutor	2	1 190	2 380
50	Úchyt baterie	Krutor	4	450	900
51	Úchyt řídicí jednotky	Krutor	2	490	490
52	Otočná kladka	-	1	150	150
53	Lyžina	-	2	1 200	2 400
54	Otočný kloub	-	1	1 400	1 400
55	Rám nosný	-	1	12 000	12 000
56	Rameno nosné	-	1	3 000	3 000
57	Rameno polohovatelné	-	1	2 000	2 000
58	Vložka ramene	-	1	1 000	1 000
59	Spojovací materiál	Akros	-	500	500
Celkové náklady na mobilní manipulátor:					189 264,-

Tab. 9-1: Ekonomická studie mobilního manipulátoru

Pozn. Ceny v tabulce jsou uvedeny bez DPH k datu 23. 4. 2012.

Navrhované ceny firem, pro jednotlivé komponenty, jsou poměrně vysoké z důvodu předpokladu kusové výroby. Pokud by se jednalo o sériovou výrobu, cena by se snížila. Snížení pořizovací ceny můžeme docílit změnou některých komponentů, nebo jejich odebráním (např. digitální váha 59011A).

10 Závěr

Cílem diplomové práce bylo navrhnout konstrukční řešení mobilního manipulátoru pro pacienty s omezenou pohyblivostí.

Úvod práce byl zaměřen na rozbor nasazení servisních robotů ve zdravotnictví. V následující kapitole byl proveden popis základních částí mobilního zvedáku a sestaveno schéma principu jeho funkce. Nejčastější způsob polohování horního ramene zvedáku je prostřednictvím elektrického lineárního aktuátoru. Z tohoto důvodu bylo provedeno základní seznámení s různými typy těchto aktuátorů. Dále byl proveden popis aktuátoru a uvedeny příklady možných aplikací. Zvedání a transport pacienta je zprostředkován prostřednictvím závěsných vaků, které se rozdělují podle účelu a místa nasazení. Základní rozdělení bylo v práci popsáno. V úvodní části práce byla ještě provedena analýza dostupných mobilních zvedáků pro imobilní osoby v České republice. Pro větší přehlednost a porovnání jednotlivých parametrů mobilních zvedáků byla zpracována tabulka se základními technickými parametry. Z provedené rešerše vyplynulo, že žádný z dostupných zvedáků na našem trhu neobsahuje elektricky poháněný podvozek. Obsluha ručně tlačí zvedák do požadovaného místa. V diplomové práci byla snaha o vyřešení tohoto problému.

Na základě provedeného popisu mobilního zvedáku a stanovených závěrů z analýzy, byly sestaveny základní požadavky na konstrukční řešení mobilního manipulátoru, které musely být bezpodmínečně dodrženy při návrhu. Dle požadavkového listu a zadání diplomové práce byly navrženy tři koncepční řešení mobilního manipulátoru s rozdílným způsobem polohování uživatele. První navržená varianta využívá elektrický lineární aktuátor. Druhá navržená varianta využívá dvojici hydraulických válců a poslední navržená varianta využívá principu navijáku. Výběr optimální varianty byl proveden pomocí hodnotové analýzy. Nejvyšší součet vážených indexů získala varianta A.

Druhá část práce byla zaměřena na konstrukční řešení optimální varianty. Navržené konstrukční řešení má několik inovativních prvků. V práci se podařilo vyřešit problematiku subsystému mobility, který byl vybaven pohonnou jednotkou. Ta byla zvolena od firmy Dunkermotoren na základě provedených výpočtů. Pohonná jednotka je dimenzována na požadovanou rychlost 2 km/hodinu. Ovládání subsystému mobility zajišťuje průmyslový joystick M20U9-N3. Dalším inovačním prvkem je možnost sklopení nosného ramene manipulátoru o 90° do vodorovné polohy. Podrobný popis sklopení byl popsán v práci. Zvedání horního ramene a rozevírání lyžin zajišťuje komplexní a kompaktní systém

společnosti Linak. S tímto použitým systémem má mobilní manipulátor zdvih horního ramene v rozmezí 625 mm až 1905 mm a rozevírání lyžin v rozmezí 720 mm až 1705mm. Pro maximální technickou vybavenost byl mobilní manipulátor dovybaven digitální váhou 59011A a indikátorem stavu akumulátoru. Kapitola dále také obsahuje popis použitých komponentů, návrhové a kontrolní výpočty základních konstrukčních prvků.

Závěrem diplomové práce je provedeno ekonomické zhodnocení mobilního manipulátoru. Ceny jednotlivých komponentů byly určeny s maximální možnou přesností. Celková cena mobilního manipulátoru je odhadována na 189 264,- Kč. Při požadavku na snížení ceny by mohlo dojít ke změně některých komponentů, nebo jejich odebrání (např. dig. váha 59011A).

V diplomové práci je třeba dořešit některé problémy. Synchronizaci mezi průmyslovým joystickem M20U9-N3, mikrokontrolérem CO4013-EVA, řídicí jednotkou BGE 3515 a enkodérem pohonu RE 20. Dále zjistit přesnou cenu vyráběných částí rámu z duralu. U těchto vyráběných částí rámu je třeba provést pevnostní analýzy. Hmotnost mobilního manipulátoru je 59,954 kg, což sice splňuje požadavek zadání 60 kg, ale tato hodnota je na hraně akceptovatelnosti. Snížení hmotnosti můžeme docílit například změnou akumulátoru. Může být zvolen například akumulátor Powerizer LiFePO4 s hmotností pouhých 2,6 kg (viz. příloha H). Touto změnou by se snížila hmotnost mobilního manipulátoru o 7,5 kg.

Diplomová práce je doložena výkresovou dokumentací mobilního manipulátoru a 3D modelem, který byl zpracován v programu Pro/Engineer Wildfire 5.



Obr. 10-1: Mobilní manipulátor

11 Seznam použitých pramenů

- [1] *Automa* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=41046>.
- [2] *BorCad* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.borcad.cz/cs/zdravotnicka-technika>>.
- [3] *Arjo-Huntleigh* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.arjo.com/cz/Products.asp?pagenumber=1490&ProductCategory_Id=14>.
- [4] *Medeos* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.medeos.cz/produkty/stropni/freeway-xtra/>>.
- [5] *Popis mobilního zvedáku* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.phc-online.com/Patient_Lift_Parts_p/13240-parts.htm>.
- [6] *Bibus* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.bibus.cz/cz/prehled-produktu/mechatronika/linearni-aktuatory/?catUid=13192&show_all=1&pcatid=20916>.
- [7] *Linak* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.linak.cz/about/?id3=4867>>.
- [8] *Servo-drive* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.servo-drive.com/products_servo_actuators_details_cs.php>.
- [9] *Ortoservis* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.ortoservis.cz/pages/zvedaky/zvedaky.php>>.
- [10] *Mobilní zvedáky Medicco* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.medicco.cz/index.php?page=15&podpage=47&p=1>>.
- [11] *Mobilní zvedáky DMA* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.dmapraha.cz/katalog/zvedaky-1/>>.
- [12] *Mobilní zvedáky Sivak* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.sivak.cz/velkoobchod/clanky.php?id=34>>.

- [13] *Mobilní zvedáky Ortoservis* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://www.ortoservis.cz/pages/zvedaky/zvedaky.php>>.
- [14] *Linak* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://www.linak.cz/medline-careline/>>.
- [15] *Bansbach Easylift* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://www.bansbach.de/com/easymotion/funktionsweise.html>>.
- [16] *Dunkermotoren* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://dunkermotoren.com/default.asp?gid=20&bid=3&cid=0&sid=7&lang=8&id=9&mid=16>>.
- [17] SKAŘUPA, J. *Metodika konstruování*. 1. vydání. Ostrava: VŠB – TUO, 1993. 158 s. ISBN 80-7078-167-X.
- [18] *Pohonná jednotka Dunkermotoren* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://dunkermotoren.com/default.asp?gid=8&bid=2&cid=15&sid=6&lang=8&id=9&mid=12>>.
- [19] *CTI electronics* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://www.ctielectronics.com/industrial-products/industrial-pointing-devices/industrial-pointing-devices.php>>.
- [20] *Frenzel + berg electronic GmbH* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <http://www.frenzel-berg.com/products/canopen_chip/joystick/co4013_eva.html>.
- [21] *Wilhelm Meyer GmbH & Co. KG* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://www.meyra.cz/index.php?action=novinky1>>.
- [22] *Tente-Rollen International GmbH* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <http://www.tente.cz/CZ/cat230/am4024_designov_pojezdov_kola.html>.
- [23] *Batteryspace* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <<http://www.batteryspace.com/sealedleadacidbattery12v20ah240whs.aspx>>.
- [24] *Propowerllc* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www: <http://betung.en.alibaba.com/product/247278415-200662050/Rectangular_Battery_Indicator_36V_with_battery_save_function.html>.

- [25] *Hoyer lift digital scale* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.drstore.com/product.php?id_product=242>.
- [26] *Cradle - Hoyer* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.phc-online.com/Hoyer_Lift_Scale_p/hoyer-59011a.htm>.
- [27] *Elesa+GANTER CZ s.r.o.* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://www.elesa-ganter.com/cz/32/mnf2/produkty/eg/>>.
- [28] *Wikipedie - dural* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<<http://cs.wikipedia.org/wiki/Dural>>.
- [29] KÁRNÍK, L. *Servisní roboty – Modelování a analýzy* [online]. [citováno 20. 2.2010].
Dostupné z www: <http://robot2.vsb.cz/elekskripta/servisni_roboty/index.htm>.
- [30] *SKF Ložiska, a.s.* [online]. [citováno 20. 2.2010]. Dostupné z www:
<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?&action=cad&lang=cs&newlink=first&tableName=1_3_1&presentationType=3&startnum=2>

12 Seznam použitých obrázků

Obr. 1-1: Příklad aplikace servisních robotů ve zdravotnictví	12
Obr. 2-1: Popis mobilního zvedáku	13
Obr. 2-2: Schéma principu funkce zvedání a transportu pacienta	14
Obr. 2-3: Aktuátor s motorem v ose šroubu	15
Obr. 2-6: Popis aktuátoru	15
Obr. 2-8: příklady použití lin. aktuátorů	16
Obr. 2-7: Schéma kompletního systému aktuátoru	16
Obr. 2-9: Příklady závěsných vaků	17
Obr. 3-1: Sunlift	18
Obr. 3-2: Stature	18
Obr. 3-3: Advance	18
Obr. 3-4: Arise	19
Obr. 3-5: Viking S	19
Obr. 3-6: Viking M	19
Obr. 3-7: Viking XL	20
Obr. 3-8: Light	20
Obr. 3-9: Golvo	20
Obr. 3-10: Sabina	21
Obr. 3-11: Elevate	21
Obr. 3-12: 1006	21
Obr. 3-13: Avanti	22
Obr. 3-14: Prego	22
Obr. 3-15: Togo	22
Obr. 3-16: Gent 7105	23
Obr. 3-17: Gent 7102	23
Obr. 3-18: RE 150	23
Obr. 5-1: 3D model mobilního zvedáku varianty A	27
Obr. 5-2: Schéma systému Medline & Careline	28
Obr. 5-3: Schéma pracovního pohybu varianty A	29
Obr. 5-4: 3D model mobilního zvedáku varianty B	30
Obr. 5-5: Schéma systému EasyMotion	31
Obr. 5-6: Schéma pracovního pohybu varianty B	32
Obr. 5-7: 3D model mobilního zvedáku varianty C	33
Obr. 5-8: Schéma pohonu	34
Obr. 5-9: Schéma pracovního pohybu varianty C	35
Obr. 7-1: Mobilní manipulátor	42
Obr. 7-2: Uchycení pohonné jednotky k rámu	43

Obr. 7-3: Schéma pohonné jednotky	43
Obr. 7-4: Motor GR 63Sx55	44
Obr. 7-5: Převodovka PLG 60	44
Obr. 7-6: Brzda E 46 A	44
Obr. 7-7: Enkodér RE 20	44
Obr. 7-9: Upevnění mikrokontroleru a řídicí jednotky k rámu	45
Obr. 7-8: Schéma ovládání pohonné jednotky mobilního manipulátoru	45
Obr. 7-10: Princip rozevírání lyžin	46
Obr. 7-11: Lin. aktuátor LA23	46
Obr. 7-12: kolo RAD 160 x 40	47
Obr. 7-13: Upevnění kola RAL9002	47
Obr. 7-15: Uchycení akumulátoru k rámu	48
Obr. 7-16: Uchycení indikátoru k nosnému rameni	48
Obr. 7-14: LA-12V20-NB	48
Obr. 7-17: LA32	49
Obr. 7-18: CBJ-CARE	49
Obr. 7-22: Uchycení lin. aktuátoru k ramenům	50
Obr. 7-19: HD80	50
Obr. 7-20: Schéma připojení jednotlivých zařízení k řídicí jednotce CBJ-CARE	50
Obr. 7-21: Uchycení řídicí jednotky	50
Obr. 7-23: Rozsah pohybů kolébky	51
Obr. 7-24: Popis kolébky	51
Obr. 7-25: Schéma uchycení manipulační nástavby k rámu	52
Obr. 7-26: Sklopení manipulační nástavby	52
Obr. 7-27: Krytování manipulátoru	53
Obr. 7-28: Konstrukce manipulátoru	53
Obr. 8-1: Schéma působení sil na manipulátor	54
Obr. 8-2: Síly a momenty působící na kolo	59
Obr. 8-3: Uložení redukční hřídele kola	60
Obr. 8-4: Schéma uložení redukční hřídele kola	60
Obr. 8-5: Schéma rozložení sil na ramenech manipulátoru	61
Obr. 8-6: Nastavení potřebných hodnot v Pro/E	64
Obr. 8-7: Nastavení potřebných hodnot v Pro/E	65
Obr. 10-1: Mobilní manipulátor	72

13 Seznam použitých tabulek

Tab. 3-1: Základní technické parametry mobilních zvedáků	24
Tab. 5-1: Základní technické parametry varianty A	28
Tab. 5-2: Cenová kalkulace systému Medline & Careline společnosti Linak	29
Tab. 5-3: Základní technické parametry varianty B	31
Tab. 5-4: Cenová kalkulace systému EasyMotion společnosti Bansbach	32
Tab. 5-5: Základní technické parametry varianty C	34
Tab. 5-6: Cenová kalkulace pohonu společnosti Dunkermotoren	35
Tab. 6-1: Stanovení kritérií	36
Tab. 6-2: Bodovací stupnice kritérií	36
Tab. 6-3: Významnost kritérií	36
Tab. 6-4: Hodnocení jednotlivých kritérií	37
Tab. 6-5: Metoda porovnání trojúhelníků párů podle autora diplomové práce	38
Tab. 6-6: Metoda porovnání trojúhelníků párů podle osloveného experta	38
Tab. 6-7: Váha významnosti	39
Tab. 6-8: Součet vážených indexů varianty A	40
Tab. 6-9: Součet vážených indexů varianty B	40
Tab. 6-10: Součet vážených indexů varianty C	40
Tab. 6-11: Shrnutí výsledků hodnotové analýzy	41
Tab. 7-1: Základní technické parametry mobilního manipulátoru	42
Tab. 7-2: Technické parametry GR 63Sx55	44
Tab. 7-3: Technické parametry PLG 60	44
Tab. 7-4: Technické parametry E 46 A	44
Tab. 7-5: Technické parametry RE 20	44
Tab. 7-6: Technické parametry LA23	46
Tab. 7-7: Technické parametry RAL9002	47
Tab. 7-8: Technické parametry RAL9002	47
Tab. 7-9: Technické parametry LA-12V20-NB	48
Tab. 7-10: Technické parametry LA32	49
Tab. 7-11: Technické parametry CBJ-CARE	49
Tab. 7-12: Technické parametry HD80	50
Tab. 8-1: Proudové odběry jednotlivých komponentů	66
Tab. 9-1: Ekonomická studie mobilního manipulátoru	70

14 Seznam použitých grafů

Graf 1-1: Hlavní oblasti použití profesionálních servisních robotů	11
Graf 6-1: Stanovení váhy významnosti	39
Graf 6-2: Porovnání vážených indexů jednotlivých variant	41
Graf 8-1: Redundance	64
Graf 8-2: Průběh síly v závislosti na čase	64
Graf 8-3: Redundance	65
Graf 8-4: Průběh síly v závislosti na čase	65
Graf 8-5: Průběh zdvihu ramene v čase	67
Graf 8-6: Průběh rozevírání lyžiny v čase	67

15 Seznam příloh

Příloha A: Potřebná hnací síla pro překonání překážky

Příloha B: Návrhový a kontrolní výpočet čepů mobilního manipulátoru

Příloha C: Kontrolní výpočet - ložisko s kosoúhlým stykem 7205BECBP (MITCalc)

Příloha D: Kontrolní výpočet - těsné pero 5E7 x 5 x 36 ČSN 02 2562 (MITCalc)

Příloha E: Kontrolní výpočet - rýhovaný kolík 3 x 70 ISO 8740 (MITCalc)

Příloha F: Kontrolní výpočet - redukční hřídel kola (MITCalc)

Příloha G: Pevnostní analýzy redukční hřídele v Pro Engineer

Příloha H: Akumulátor Powerizer LiFePO₄

Příloha I: Obrázky 3D modelu mobilního manipulátoru

Sestavný výkres mobilního manipulátoru: 0 – DP – 001

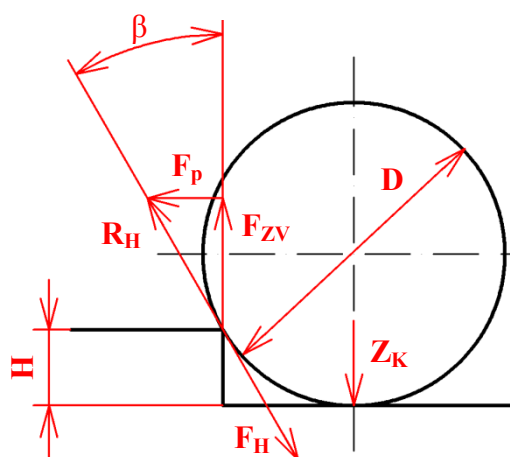
Podsestavný výkres subsystému mobility: 0 – DP – 001.1

Podsestavný výkres manipulační nástavby: 0 – DP – 001.2

DVD-ROM: Bartek, T. *Diplomová práce 2012*

Příloha A: Potřebná hnací síla pro překonání překážky

Manipulátor se bude pohybovat v nemocničním prostředí (indoor), ve kterém je bezbariérový přístup. Kontrola motoru je provedena pro přejetí překážky o maximální výšce 50 mm. Předpokládá se rozložení hmotnosti manipulátoru na všechny čtyři kola rovnoměrně.



kde: F_H - hnací síla
 F_P - pohybová síla
 F_{ZV} - zvedací síla
 R_H - reakce od hnací síly
 Z_K - síla kterou je kolo zatíženo
 H - výška překážky
 D - průměr kola
 β - úhel 22°

Při kontrolním výpočtu motoru vycházíme z předpokladu, že se kolo podvozku opírá o překážku za klidu, kdy je zapotřebí největší zvedací síla. Při překonávání překážky jsou v záběru dvě kola. Velikost hnací síly je tedy dána vztahem:

$$F_H = \frac{2 \cdot i_p \cdot \eta_p \cdot M_{St}}{D} = \frac{2 \cdot 49 \cdot 0,81 \cdot 3,4}{0,16} = \underline{\underline{1686,83N}}$$

kde: i_p - převodový poměr převodovky
 η_p - účinnost převodovky
 M_{St} - startovací moment

Reakce R_H od hnací síly F_H se rozloží na pohybovou sílu F_P a zvedací sílu F_{ZV} . Vztah pro zvedací sílu:

$$F_{ZV} = R_H \cdot \cos \beta = 1686,83 \cdot \cos 22^\circ = \underline{\underline{1564N}}$$

Motor vyhovuje za podmínky:

$$F_{ZV} \geq Z_K$$

$$F_{ZV} \geq Z_K = \frac{m \cdot g}{4} = \frac{210 \cdot 9,81}{4} = \underline{\underline{515N}}$$

$1564N \geq 515N \Rightarrow$ podmínka je splněna, motor vyhovuje

Příloha B: Návrhový a kontrolní výpočet čepů mobilního manipulátoru

a) Návrhový a kontrolní výpočet čepu kolébky

Čep z materiálu 11 343 je uložen v otvoru s vůlí H11/h11. Minimální průměr čepu je vypočten z namáhání na ohyb. Smykové napětí je zanedbáno. Proti osovému posunutí je zajištěn pojistnými kroužky 12 ČSN 02 2930.

Vstupní hodnoty:

$$F = 1528,9 \text{ N} \quad l_1 = 24 \text{ mm}$$

$$R_e = 180 \text{ MPa} \quad l_2 = 31 \text{ mm}$$

$$p_D = 100 \text{ MPa} \quad l_3 = 34 \text{ mm}$$

$$k = 1,5 \quad l_4 = 40 \text{ mm}$$

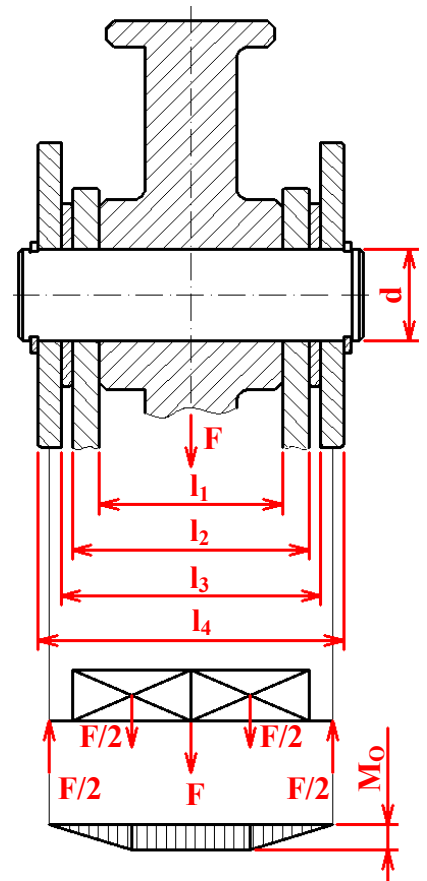
Výpočet potřebného průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{F}{2} \cdot \left(\frac{l_4}{2} - \frac{l_4 - l_3}{4} - \frac{l_2}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{DO} = \frac{R_e}{k_s}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot F \cdot \left(\frac{l_4}{2} - \frac{l_4 - l_3}{4} - \frac{l_2}{4} \right) \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1528,9 \cdot \left(\frac{40}{2} - \frac{40 - 34}{4} - \frac{31}{4} \right) \cdot 1,5}{\pi \cdot 180}} = \underline{\underline{8,87 \text{ mm}}}$$

Volím ČEP 12 x 42 A ISO 2340 - St



Obr. B-1: Schéma čepu kolébky

Kontrola čepu na otláčení:

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{(l_2 - l_1) \cdot d}$$

$$p = \frac{1528,9}{(31 - 24) \cdot 12} = \underline{\underline{18,21 \text{ MPa}}}$$

Podmínka, že: $p \leq p_D$

$$18,21 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

b) Návrhový a kontrolní výpočet čepu vložky ramene

Čep s hlavou z materiálu 11 343 je uložen v otvoru s vřutí H11/h11. Minimální průměr čepu je vypočten z namáhání na ohyb. Smykové napětí je zanedbáno. Proti osovému posunutí je zajištěn pojistným kroužkem 16 ČSN 02 2930. Dovolený měrný tlak je poloviční z důvodu předpokladu střídavého zatížení.

Vstupní hodnoty:

$$R_2 = 4188,29 \text{ N} \quad l_1 = 44 \text{ mm}$$

$$R_e = 180 \text{ MPa} \quad l_2 = 50 \text{ mm}$$

$$p_D = 50 \text{ MPa} \quad l_3 = 54 \text{ mm}$$

$$k = 1,5 \quad l_4 = 66 \text{ mm}$$

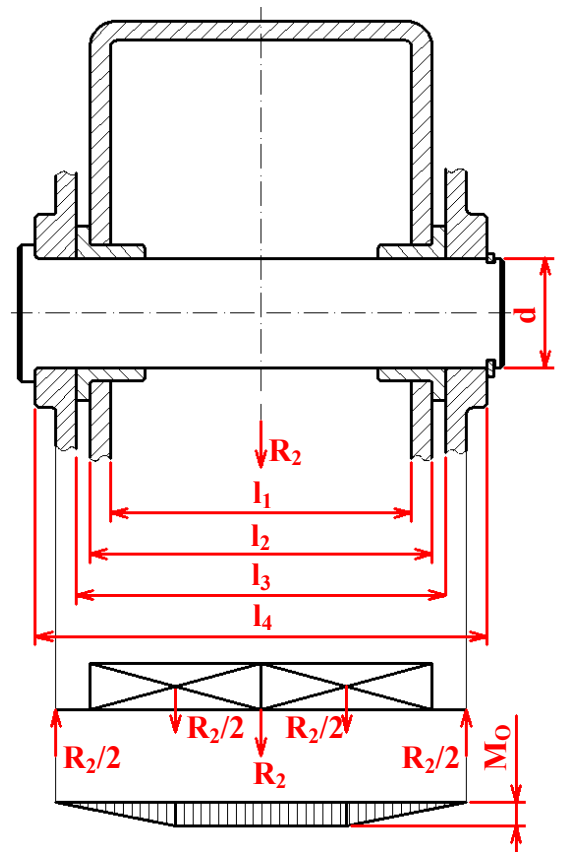
Výpočet potřebného průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_2}{2} \cdot \left(\frac{l_4}{2} - \frac{l_4 - l_3}{4} - \frac{l_2}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot R_2 \cdot \left(\frac{l_4}{2} - \frac{l_4 - l_3}{4} - \frac{l_2}{4} \right) \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 4188,29 \cdot 17,5 \cdot 1,5}{\pi \cdot 180}} = \underline{\underline{14,59 \text{ mm}}}$$

Volím ČEP 16 x 71 A ISO 2341 - St



Obr. B-2: Schéma čepu vložky ramene

Kontrola čepu na otláčení:

$$p = \frac{R_2}{S} = \frac{R_2}{(l_2 - l_1) \cdot d}$$

$$p = \frac{4188,29}{(50 - 44) \cdot 16} = \underline{\underline{43,63 \text{ MPa}}}$$

Podmínka, že: $p \leq p_D$

$$43,63 \text{ MPa} \leq 50 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

c) Návrhový a kontrolní výpočet dolního čepu lineárního aktuátoru

Čep je z materiálu 14 220.4. Minimální průměr čepu je vypočten z namáhání na ohyb. Smykové napětí je zanedbáno. Proti osovému posunutí je zajištěn pojistnými kroužky 10 ČSN 02 2930. Dovolенý měrný tlak je poloviční z důvodu předpokladu střídavého zatížení.

Vstupní hodnoty:

$$\begin{aligned} R_1 &= 5494,7 \text{ N} & l_1 &= 6 \text{ mm} \\ R_e &= 590 \text{ MPa} & l_2 &= 26 \text{ mm} \\ p_D &= 60 \text{ MPa} & l_3 &= 36 \text{ mm} \\ k &= 1,5 \end{aligned}$$

Výpočet potřebného průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_1}{2} \cdot \left(\frac{l_3}{2} - \frac{l_3 - l_2}{4} - \frac{l_2}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l_3}{2} - \frac{l_3 - l_2}{4} - \frac{l_2}{4} \right) \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5494,7 \cdot 9 \cdot 1,2}{\pi \cdot 590}} = \underline{\underline{8,62 \text{ mm}}}$$

Volím ČEP 10 x 41 A ISO 2340 - St

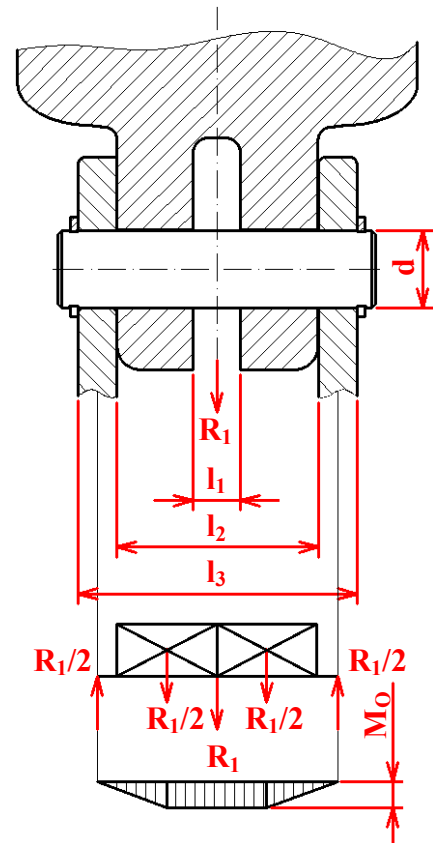
Kontrola čepu na otláčení:

$$p = \frac{R_1}{S} = \frac{R_1}{(l_2 - l_1) \cdot d}$$

$$p = \frac{5494,7}{(26 - 6) \cdot 10} = \underline{\underline{27,47 \text{ MPa}}}$$

Podmínka, že: $p \leq p_D$

$$27,47 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$



Obr. B-3: Schéma čepu lin. aktuátoru

d) Návrhový a kontrolní výpočet horního čepu lineárního aktuátoru

Čep je z materiálu 14 220.4. Minimální průměr čepu je vypočten z namáhání na ohyb. Smykové napětí je zanedbáno. Proti osovému posunutí je zajištěn pojistnými kroužky 10 ČSN 02 2930. Dovolенý měrný tlak je poloviční z důvodu předpokladu střídavého zatížení.

Vstupní hodnoty:

$$\begin{aligned} R_1 &= 5494,7 \text{ N} & l_1 &= 5 \text{ mm} \\ R_e &= 590 \text{ MPa} & l_2 &= 25 \text{ mm} \\ p_D &= 60 \text{ MPa} \\ k &= 1,5 \end{aligned}$$

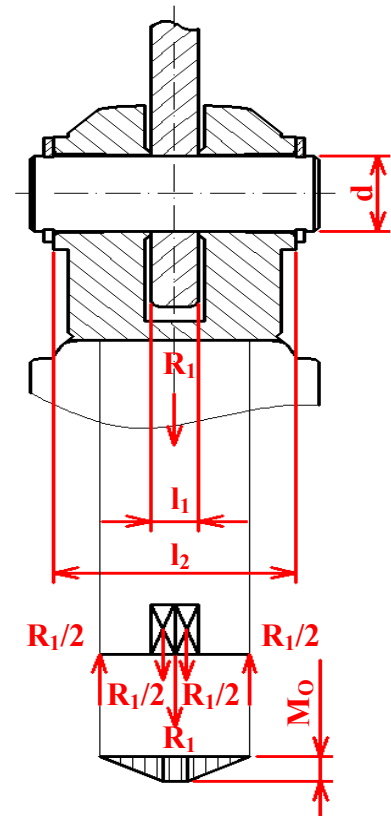
Výpočet potřebného průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_1}{2} \cdot \left(\frac{l_2}{2} - \frac{l_2 - l_1}{4} - \frac{l_1}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot R_1 \cdot \left(\frac{l_2}{2} - \frac{l_2 - l_1}{4} - \frac{l_1}{4} \right) \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5494,7 \cdot 6,25 \cdot 1,5}{\pi \cdot 590}} = \underline{\underline{7,63 \text{ mm}}}$$

Volím ČEP 10 x 30 A ISO 2340 - St



Obr. B-4: Schéma čepu lin. aktuátoru

Kontrola čepu na otláčení:

$$p = \frac{R_1}{S} = \frac{R_1}{(l_2 - l_1) \cdot d}$$

$$p = \frac{5494,7}{(25 - 5) \cdot 10} = \underline{\underline{27,47 \text{ MPa}}}$$

Podmínka, že: $p \leq p_D$

$$27,47 \text{ MPa} \leq 60 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

e) Návrhový a kontrolní výpočet čepu nosného ramene

Čep s hlavou z materiálu 14 220.4 je uložen v otvoru s vůlí H11/h11. Minimální průměr čepu je vypočten z namáhání na ohyb. Smykové napětí je zanedbáno. Proti osovému posunutí je zajištěn pojistnou maticí M12 ISO 7040 – 8.

Vstupní hodnoty:

$$R_3 = 9439,39 \text{ N} \quad l_1 = 54 \text{ mm}$$

$$R_e = 590 \text{ MPa} \quad l_2 = 60 \text{ mm}$$

$$p_D = 120 \text{ MPa} \quad l_3 = 70 \text{ mm}$$

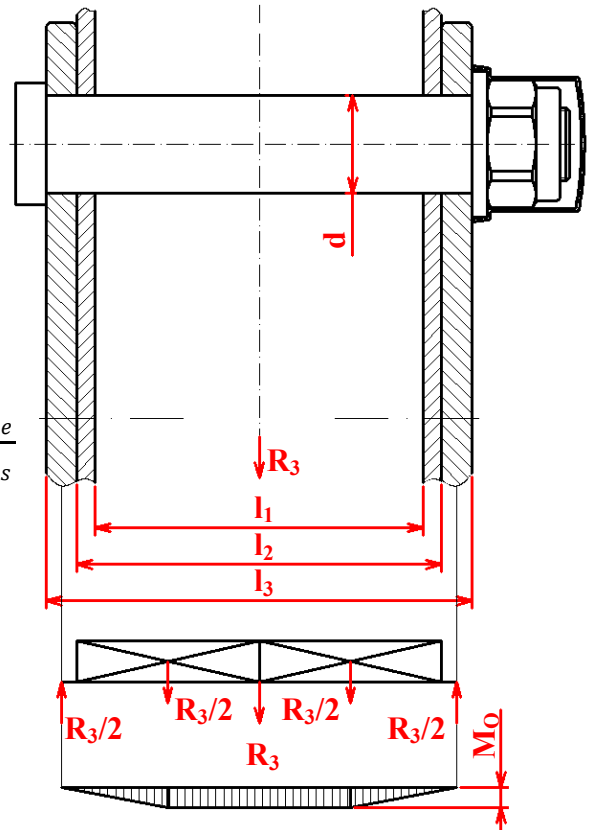
$$k = 1,5$$

Výpočet potřebného průměru čepu z ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{\frac{R_3}{2} \cdot \left(\frac{l_3}{2} - \frac{l_3 - l_2}{4} - \frac{l_2}{4} \right)}{\frac{\pi}{32} \cdot d^3} \leq \sigma_{Do} = \frac{R_e}{k_s}$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot R_3 \cdot \left(\frac{l_3}{2} - \frac{l_3 - l_2}{4} - \frac{l_2}{4} \right) \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9439,39 \cdot 17,5 \cdot 1,5}{\pi \cdot 590}} = \underline{\underline{12,88 \text{ mm}}}$$



Obr. B-5: Schéma čepu nosného ramene

Volím nenormalizovaný čep ø16mm a délky 91mm.

Kontrola čepu na otlačení:

$$p = \frac{R_3}{S} = \frac{R_3}{(l_2 - l_1) \cdot d}$$

$$p = \frac{9439,39}{(60 - 54) \cdot 16} = \underline{\underline{98,33 \text{ MPa}}}$$

Podmínka, že: $p \leq p_D$

$$98,33 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Vyhovuje}$$

Nosné rameno je k podvozku manipulátoru uchyceno kromě čepu ø16mm dále křídlovým šroubem EWN-SST-p a dvěma bezpečnostními hvězdicovými kolečky VLS-SST-p \Rightarrow předpoklad snížení zatížení čepu z důvodu rozložení síly.

Příloha C: Kontrolní výpočet - ložisko s kosoúhlým stykem 7205BECBP



Valivá ložiska SKF

i Výpočet bez chyb.

ii Informace o projektu

Autor Bc. Bartek Tomáš	<input type="checkbox"/> Datum	<input type="checkbox"/> Číslo projektu DP
Jméno souboru DP_příloha_(Kontrolní_výpočet_ložisek_7205BECBP).xslm		
Název projektu Rolling bearings		<input checked="" type="checkbox"/>
Základní informace Ložisko: SKF 7205 BECBP n=66,4; Fr=1348,1; Fa=1113,5; L10h=388945		<input checked="" type="checkbox"/>
Poznámka Comments		<input checked="" type="checkbox"/>

?

Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Volba typu ložiska, zatížení ložiska

1.1 Jednotky výpočtu SI Units (N, mm, kW...)

1.2 **Typ ložiska**
Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem jednořadá

1.7 **Zatížení ložiska**

1.8 Otáčky	n	66,4	[/min]
1.9 Radiální zatížení	Fr	1348,1	[N]
1.10 Axiální zatížení	Fa	1113,5	[N]
1.11 Součinitel přídatných dynamických sil		1	

1.12 **Požadované parametry ložiska**

1.13 Trvanlivost ložiska	Lh	10000	[h]
1.14 Součinitel statické bezpečnosti	s0	2,00	

1.3 Provedení ložiska

1.4 Samostatné ložisko

1.5

1.6

1.15 **Přídavné dynamické síly**

1.16 ☒ **Žádné**

1.17 ☐ **Od ozubených převodů**

1.18 Běžná ozubená kola (úchytky tvaru a rozteče 0.02 až 0.1 mm)

1.19 Součinitel fk 1,1 - 1,3 1,20 ☒

1.20 Elektrické točivé stroje, turbíny, turbokompresory

1.21 Součinitel fd 1 - 1,2 1,10 ☒

1.22 ☐ **Od řemenových převodů**

1.23 Klínové řemeny

1.24 Součinitel fb 1,9 - 2,5 2,20 ☒

2.0 ☒ Volba rozměrů ložiska

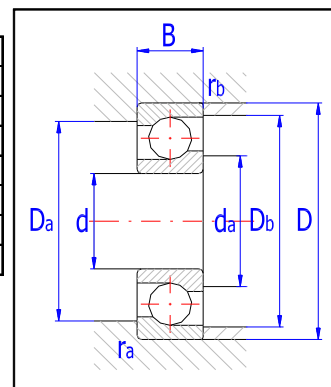
2.1 Rozměry ložiska

ID	d	D	B	C	C0	nr	nmax	Ložisko
33	25,0	52,0	15,0	15600	10000	17000	17000	7205 BECBP *

2.2 Parametry ložiska

2.3 Základní dynamická únosnost	C	15600	[N]
2.4 Dynamické ekvivalentní zatížení	P	1348,1	[N]
2.5 Základní trvanlivost	L10h	388945	[h]
2.6 Základní statická únosnost	C0	10000	[N]
2.7 Statické ekvivalentní zatížení	P0	1348,1	[N]
2.8 Součinitel statické bezpečnosti	s0	7,42	
2.9 Dovolené radiální zatížení	Fmax	-	[N]
2.10 Dovolené axiální zatížení	Famax	-	[N]
2.11 Referenční otáčky	nr	17000	[/min]
2.12 Mezní otáčky	nmax	17000	[/min]
2.13 Ztrátový výkon	NR	0,23	[W]
2.14 Váha ložiska	g	0,13	[kg]

d	25
D	52
B	15
ramax	1
rbmax	0,6
Damax	46,4
damin	30,6
Dbmax	47,8

3.0 ☒ Provozní parametry, modifikovaná trvanlivost ložiska

3.1 Kinematická viskozita maziva

3.2 Vztažná viskozita	v1	202	[mm^2/s]
3.3 Provozní viskozita	v	20,1	[mm^2/s]
3.4 Viskozní poměr	k	0,1	

3.5 **Požadované minimální zatížení**

3.6 Minimální axiální zatížení	Famin	0,01	[N]
--------------------------------	-------	------	-----

3.7 Výpočet modifikované trvanlivosti

3.8 Mezní únavové zatížení	Pu	430	[N]
3.9 Požadovaná spolehlivost	90 %		
3.10 Znečištění maziva	Typické znečištění		
3.11 Součinitel úrovně znečištění	η	0,3 - 0,1 0,20	<input checked="" type="checkbox"/>
3.12 Součinitel trvanlivosti	a1/a23	1 0,1	
3.13 Modifikovaná trvanlivost	Lmh	38895	[h]

Příloha D: Kontrolní výpočet - těsného pera 5E7 x 5 x 36 ČSN 02 2562



Výpočet tvarových spojů hřídele s nábojem

- i Výpočet: A = OK; B = OK; C = OK; D = OK
 ii ☒ Informace o projektu

Autor Bc. Bartek Tomáš	<input type="checkbox"/> Datum	<input type="checkbox"/> Číslo projektu DP
Jméno souboru DP_příloha_(Kontrolní_výpočet_těsné_pero).xslm		
Název projektu Shaped couplings of shafts with hubs		
Základní informace Spoj hřídele s nábojem: P=0,09; n=66,4; d _{min} =11,2; Hřídel - Uhlíková ocel zušlechťená (R _m =500); Náboj - Tvárná litina (R _m =400)		
Poznámka Comments		

1.0 ☒ Společné vstupní údaje

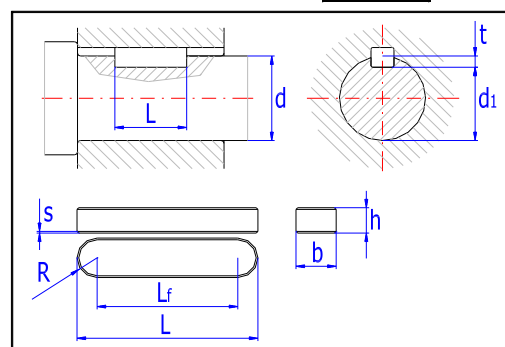
1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	1.16 Materiál hřídele (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.2 Přenášený výkon	P 0,09 [kW]	1.17 B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]	<input checked="" type="checkbox"/>
1.3 Otáčky hřídele	n 66,4 [/min]	1.18 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 500 [MPa]
1.4 Krouticí moment	T 12,94 [Nm]	1.19 Dovolený tlak	p _D 130 [MPa]
1.5 Způsob zatížení, provozní parametry		1.20 Dovolené napětí ve smyku	τ _D 200 [MPa]
1.6 Charakter pohonu	Rovnoměrný	1.21 Materiál náboje (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
1.7 Typ zatížení	Plynulý	1.22 G...Tvárná litina (400)	<input checked="" type="checkbox"/>
1.8 Charakter provozu	Plně obousměrný	1.23 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 400 [MPa]
1.9 Počet rozběhů v tisících	100	1.24 Dovolený tlak	p _D 135 [MPa]
1.10 Požadovaná životnost spoje	6000 [h]	1.25 Dovolené napětí ve smyku	τ _D 140 [MPa]
1.11 Provedení spoje, předběžný návrh průměru hřídele		1.26 Provozní koeficienty	
1.12 Provedení spoje	Pevný spoj	1.27 Koeficient provedení spoje	K _d 1,0
1.13 Vnitřní průměr dutého hřídele	d _h 0,000 [mm]	1.28 Koeficient využití spoje	K _a 1,0
1.14 Požadovaná bezpečnost	s _r 1,70	1.29 Koeficient životnosti	K _f 0,4
1.15 Minimální průměr hřídele	d _{min} 11,2 [mm]	1.30 Koeficient opotřebení	K _w 1,4

A

Přesná pera

2.0 ☒ Parametry spoje, materiál pera, návrh rozměrů

2.1 Parametry spoje		2.6 Materiál pera (min. pevnost v tahu) [tvrdost]	
2.2 Typ pera	F ... ČSN 022562	2.7 B...Uhlíková ocel zušlechťená (500) [HB 220-270]	<input checked="" type="checkbox"/>
2.3 Počet per	1	2.8 Mez pevnosti v tahu	R _{min} 500 [MPa]
2.4 Koeficient rozložení zatížení	K _L 1,00	2.9 Dovolený tlak	p _D 130 [MPa]
2.5 Celkový provozní koeficient	K _S 2,50 <input checked="" type="checkbox"/>	2.10 Dovolené napětí ve smyku	τ _D 200 [MPa]
2.11 Návrh rozměrů spoje			
2.12 Pera pro průměry	6 ~ 230 [mm]		
2.13 Min. průměr hřídele	d _{imin} 11,2 [mm]		
2.14 Průměr hřídele	d 15,000 [mm]		
2.15 Pero	5 x 5 <input checked="" type="checkbox"/>		
2.16 Šířka / výška pera	b / h 5 5 [mm]		
2.17 Zaoblení pera / sražení hran	R / s 2,5 0,5 [mm]		
2.18 Parametry drážky v hřídeli	t / d _i 2,9 12,1 [mm]		
2.19 Minimální funkční délka pera	L _{fmin} 30,2 [mm]		
2.20 Minimální délka pera	L _{min} 35,2 [mm]		
2.21 Dovolený rozsah délek pera	12 ~ 56 [mm]		
2.22 Zvolená délka pera	L 36,000 [mm] <input checked="" type="checkbox"/>		

3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 Kontrola hřídele na krut		3.5 Kontrola otláčení drážky hřídele	
3.2 Dovolené napětí ve smyku	τ _D 200 [MPa]	3.6 Dovolený tlak	p _D 130 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 93,0 [MPa]	3.7 Srovnávací tlak	p 74,4 [MPa]
3.4 Bezpečnost	2,15	3.8 Bezpečnost	1,75
3.9 Kontrola pera na otláčení		3.13 Kontrola otláčení drážky náboje	
3.10 Dovolený tlak	p _D 130 [MPa]	3.14 Dovolený tlak	p _D 135 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p 74,4 [MPa]	3.15 Srovnávací tlak	p 58,0 [MPa]
3.12 Bezpečnost	1,75	3.16 Bezpečnost	2,33

Příloha E: Kontrolní výpočet - rýhovaný kolík 3 x 70 ISO 8740



Výpočet čepových a kolíkových spojů

- i Výpočet bez chyb.
ii ☒ Informace o projektu

Autor Bc. Bartek Tomáš	<input type="checkbox"/> Datum	<input type="checkbox"/> Číslo projektu DP	<input type="checkbox"/>
Jméno souboru DP_Příloha_(Kontrolní_výpočet_rýhovaný_kolík).xslm			
Název projektu Pinned couplings <input checked="" type="checkbox"/>			
Základní informace Spárový kolík pro spojení hřídele s nábojem. T=12,95; D=25; D1=33 - Rýhovaný kolík 3x40 ISO 8740 <input checked="" type="checkbox"/>			
Poznámka Comments <input checked="" type="checkbox"/>			

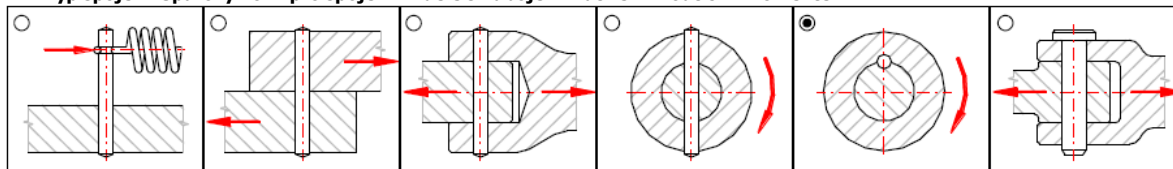
Kapitola vstupních parametrů

1.0 ☒ Zatížení a základní parametry spoje

1.1 Jednotky výpočtu

SI Units (N, mm, kW...)

1.2 Typ spoje : Spárový kolík pro spojení hřídele s nábojem. Zatížení kroutícím momentem.



1.3 Zatížení spoje

1.4 Přenášený výkon	P	0,09	[kW]
1.5 Otáčky hřídele	n	66,4	[1/min]
1.6 Krouticí moment	T	12,95	[Nm]
1.7 Působící síla	F	1112,1	[N]

1.8 Provozní a montážní parametry spoje

1.9 Typ zatížení	Střídavé zatížení
1.10 Typ kolíku	Rýhovaný kolík
1.11 Způsob uložení	Nepohyblivé uložení
1.12 Požadovaná bezpečnost	S _f 1,70

1.13 Materiál náboje (min. pevnost v tahu)

1.14 A...Konstrukční ocel (350)	
1.15 Mez pevnosti v tahu	R _{mmin} 350,0 [MPa]
1.16 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p _D 90,0 [MPa]
1.17 Dovolенý tlak (točné uložení)	p _D 30,0 [MPa]

1.18 Materiál hřídele (min. pevnost v tahu)

1.19 F...Ušlechtilé a legované oceli (700)	
1.20 Mez pevnosti v tahu	R _{mmin} 700,0 [MPa]
1.21 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p _D 200,0 [MPa]
1.22 Dovolенý tlak (točné uložení)	p _D 35,0 [MPa]
1.23 Dovolенé napětí v krutu	τ _D 110,0 [MPa]

2.0 ☒ Návrh rozměrů spoje

2.1 Volba kolíku, parametry spoje

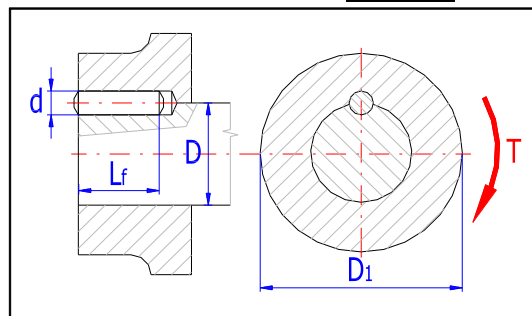
2.2 ISO 8740 - Rýhované kolíky	
2.3 Dovolенý rozsah průměru kolíku	1,5 ~ 25
2.4 Počet kolíků ve spoji	1
2.5 Koeficienty snížení únosnosti spoje	<input checked="" type="checkbox"/>
2.6 Koeficient rozložení zatížení	K _L 1,00
2.7 Provozní koeficient (tlak)	K _{Sp} 2,86
2.8 Provozní koeficient (ohyb, smyk)	K _{Sb} 2,50

2.16 Rozměry spoje

2.17 Průměr hřídele	D	25,0000	[mm]
2.18 Průměr náboje	D1	33,0000	[mm]
2.19 Doporučený průměr kolíku		3,1 ~ 5	[mm]
2.20 Vyhledání vhodného kolíku		<input type="button" value="Hledat"/>	
2.21 Průměr kolíku	d	3,0000 3	[mm]
2.22 Dovolенý rozsah délek kolíku		10 ~ 40	[mm]
2.23 Délka kolíku	L	40,0000 40	[mm]
2.24 Min. funkční délka kolíku	L _{fmin}	37,8	[mm]
2.25 Funkční délka kolíku	L _f	38,4000	[mm]

2.9 Materiál kolíku (min. pevnost v tahu)

2.10 G...Povrchově kalená ocel (650) [HRC 45-53]	
2.11 Mez pevnosti v tahu	R _{mmin} 650,0 [MPa]
2.12 Dovolенý tlak (pevné uložení)	p _D 220,0 [MPa]
2.13 Dovolенý tlak (točné uložení)	p _D 40,0 [MPa]
2.14 Dovolенé napětí ve smyku	τ _D 100,0 [MPa]
2.15 Dovolенé napětí v ohybu	σ _D 160,0 [MPa]

3.0 ☒ Pevnostní kontroly spoje

3.1 Kontrola kolíku na smyk

3.2 Dovolенé napětí ve smyku	τ _D 100,0 [MPa]
3.3 Srovnávací napětí	τ 22,5 [MPa]
3.4 Bezpečnost	4,45

3.9 Kontrola otláčení : Kolík - Náboj

3.10 Dovolенý tlak	p _D 90,0 [MPa]
3.11 Srovnávací tlak	p 51,4 [MPa]
3.12 Bezpečnost	1,75

Příloha F: Kontrolní výpočet - redukční hřídel kola



Návrh a výpočet hřídele

Výpočet hřídele

Čistit tabulku výsledků

i Zkontrolujte řádek: 7.4;7.5;

ii Informace o projektu

Autor Bc. Bartek Tomáš	<input type="checkbox"/> Datum	<input type="checkbox"/> Číslo projektu DP
Jméno souboru DP_Příloha_(Kontrolní_výpočet_redukční_hřídel_kola).xlsm		
Název projektu Shaft calculation		<input checked="" type="checkbox"/>
Základní informace Hřídel: L = 92 , Dmax. = 31 , Mat: (Rm/Su) = 595 [MPa]		<input checked="" type="checkbox"/>
Poznámka Comments		<input checked="" type="checkbox"/>

?

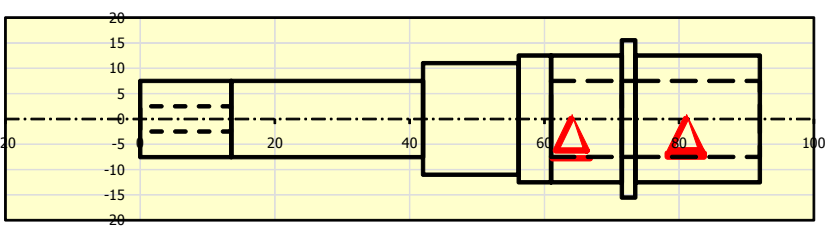
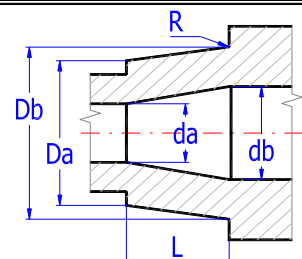
Kapitola vstupních parametrů

1.0 Předběžný návrh průměru hřídele

1.1 Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)	
1.2 Přenášený výkon	0,10	[kW]
1.3 Otáčky hřídele	66,37	[/min]
1.4 Krouticí moment	13,96	[Nm]
1.5 Předběžný min. průměr	15,75	[mm]
1.6 Typ zatížení hřídele	C...Mírný krut + ohyb	
1.7 Materiál hřídele (pevnost v tahu)	C...Ocel s vysokou pevností (1200)	

2.0 Tvar a rozměry hřídele

2.1 Měřítka průměru zobrazeného hřídele 1:1	<input type="checkbox"/> Jednotky výpočtu	SI Units (N, mm, kW...)
---	---	-------------------------

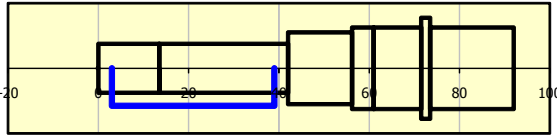
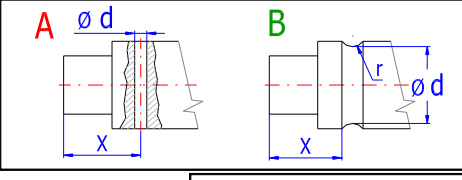
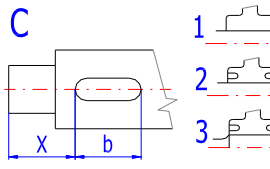



2.2 Tabulka	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Počátek	0,00	13,50	42,00	56,20	61,00	71,50	73,50	92,00	92,00	92,00
L	13,500	28,500	14,200	4,800	10,500	2,000	18,500			
ø Da	15,000	15,000	22,000	25,000	25,000	31,000	25,000			
ø Db	15,000	15,000	22,000	25,000	25,000	31,000	25,000			
ø da	5,000				15,000	15,000	15,000			
ø db	5,000				15,000	15,000	15,000			
R	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500	0,500			

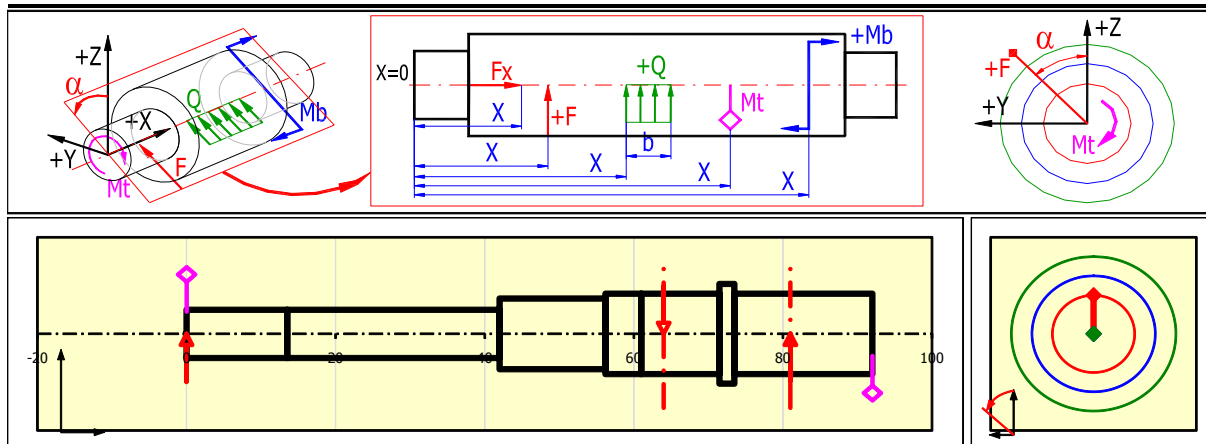
2.3 Celková délka hřídele	92,00	[mm]	2.6 Povrch hřídele (Drsnost Ra)	
2.4 X-ová souřadnice levé podpory (ložiska)	Pevná 81,00	● [mm]	D...Soustruženo (1,6)	
2.5 X-ová souřadnice pravé podpory (ložiska)	Volná 64,00	○ [mm]		

3.0 Vrubu a zápichy na hřídeli

3.1 Mez pevnosti v tahu (Su, Rm)	595,0	<input checked="" type="checkbox"/> [MPa]
3.2 Koeficient citlivosti materiálu (q)	0,45	
3.3 A. Průchozí díra		
X[mm]	d[mm]	β c β b β t
		1,00 1,00 1,00
		1,00 1,00 1,00
3.4 B. Zápich		
X[mm]	d[mm]	r[mm] β c β b β t
		1,00 1,00 1,00
		1,00 1,00 1,00
		1,00 1,00 1,00
3.5 C. Obecný vrub		
X[mm]	b[mm]	β c β b β t
3,00	36,00	1,64 1,64 1,37
Drážka pro pero (čepová fréza)		
Vlastní hodnoty		
Vlastní hodnoty		
Vlastní hodnoty		
Vlastní hodnoty		
3.6 D. Zaoblení mezi válcovými úseky hřídele		

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
β_c	1,00	1,76	1,73	1,00	1,89	1,89	1,00	1,00	1,00
β_b	1,00	1,62	1,64	1,00	1,76	1,76	1,00	1,00	1,00
β_t	1,00	1,32	1,31	1,00	1,38	1,38	1,00	1,00	1,00

4.0 Zatížení hřídele**4.1 Zatížení**

	X	Fx	F	alfa	Mt	Mb	alfa	Q	b	alfa
	[mm]	[N]		[°]	[Nm]		[°]	[N/mm]	[mm]	[°]
1	92,00	0,0	0,0		13,96					
2	0,00		515,0		-13,96					
3	64,00		-1863,1							
4	81,00		1348,1							
5										
6										
7										
8										
9										
10										

5.0 Rotující hmoty

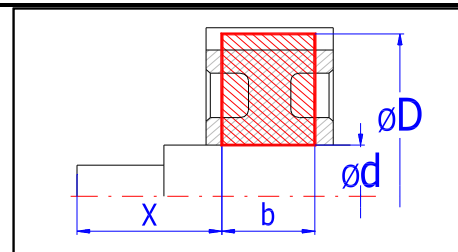
5.1 Dodatečné rotující hmoty (výpočet kritických otáček)

5.2 Použít zatížení od hmotnosti kotoučů ve výpočtu?

Ano

5.3

	X	D	d	b	Ro	m
					[kg/m ³]	[kg]
M1	0,00	160,00	15,00	45,00	930,0	0,83
M2	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M3	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M4	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00
M5	0,00	0,00	0,00	0,00	7800,0	0,00

**6.0 Materiál a způsob namáhání**

6.1 Materiál hřídele (Pevnost v tahu min-max)

B...Zušlechťená a legovaná ocel (500 - 1400)

1130

[MPa]

6.2 Mez pevnosti v tahu

Su/Rm

595

[MPa]

6.3 Mez kluzu v tahu

Sy/Re

387

[MPa]

6.4 Mez kluzu v ohybu

Syb/Reb

464

[MPa]

6.5 Mez kluzu ve smyku

Syt/Res

271

[MPa]

6.6 Pro střídavé zatížení

6.7 Mez únavy - tah/tlak

 σ_c

214

[MPa]

6.8 Mez únavy - ohyb

 σ_{ec}

286

[MPa]

6.9 Mez únavy - krut

 τ_c

179

[MPa]

6.10 Pro míjivé zatížení

6.11 Mez únavy - tah/tlak

 σ_{hc}

321

[MPa]

6.12 Mez únavy - ohyb

 σ_{ehc}

428

[MPa]

6.13 Mez únavy - krut

 τ_{hc}

250

[MPa]

6.14 Měrná hmotnost

Ro

7850,0

[kg/m³]

6.15 Modul pružnosti v tahu

E

210000

[MPa]

6.16 Modul pružnosti ve smyku

G

80000

[MPa]

6.17 Zatížení vlastní vahou

Ano

6.18 Max. zobrazený součinitel bezpečnosti

20

6.19 Součinitel namáhání

 α_0

0,85

6.20 Součinitel max. zatížení

6.21 Ohyb

1,70

6.22 Posouvající síla

1,70

6.23 Krut

1,70

6.24 Tah/Tlak

1,70

6.25 Zatěžovací podmínky

6.26 Zatížení ohybovým momentem

C...Střídavé

6.27 Zatížení posouvající silou

C...Střídavé

6.28 Zatížení kroutícím momentem

B...Míjivé

6.29 Zatížení tahovou/tlakovou silou

B...Míjivé

6.30 Dynamická kontrola

6.31 Vliv povrchu hřídele

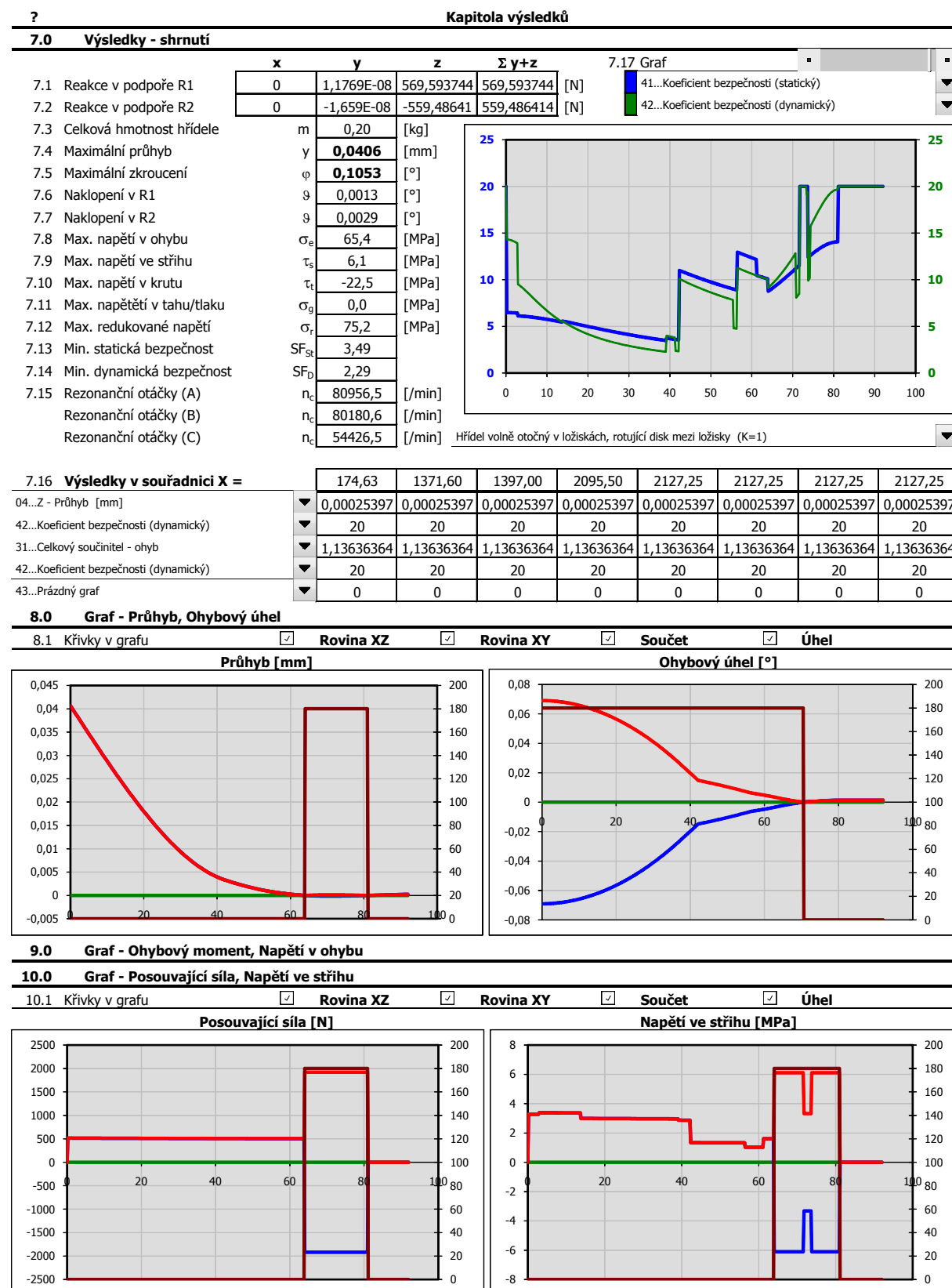
Ano

6.32 Vliv velikosti hřídele

Ano

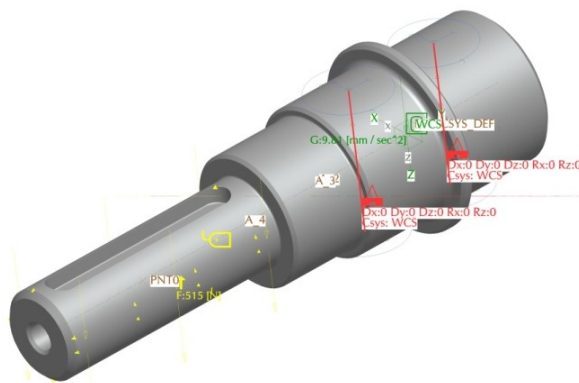
6.33 Vliv koncentrace napětí (vrub)

Ano

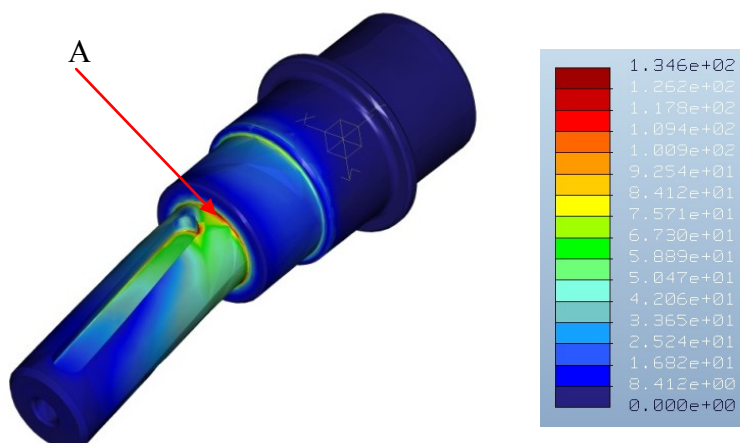


Příloha G: Pevnostní analýzy redukční hřídele v Pro Engineer

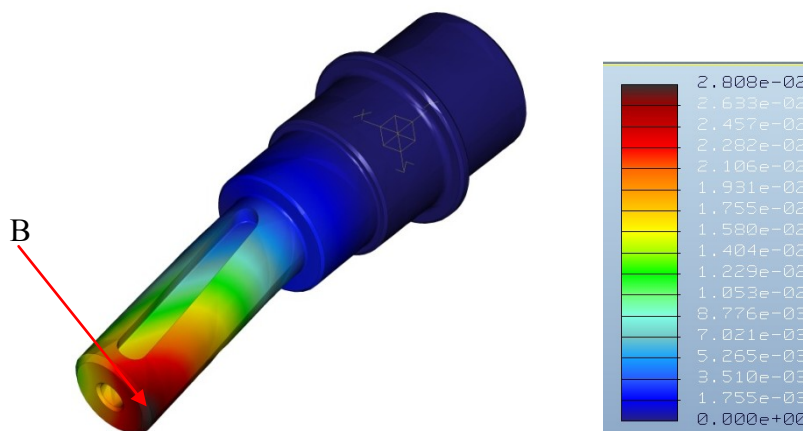
Redukční hřídel kola je zatížena silou $Z_K = 515 \text{ N}$ a kroutícím momentem $M_k = 13,96 \text{ N}$. Maximální hodnota napětí (obr. G-2) je $134,6 \text{ MPa}$ v místě A. Největší hodnota průhybu (obr. G-3) je $0,028 \text{ mm}$ v místě B.



Obr. G-1: Schéma



Obr. G-2: Namáhání



Obr. G-3: Průhyb

Příloha H: Akumulátor Powerizer LiFePO4

Při požadavku na snížení hmotnosti mobilního manipulátoru může být jednou z variant řešení změna akumulátoru. Stávající akumulátor LA-12V20-NB firmy BatterySpace by se vyměnil za akumulátor Powerizer LiFePO4 (viz. obr. H-1) stejné firmy. S tímto novým akumulátorem, který má hmotnost pouhých 2,6 kg by se snížila hmotnost manipulátoru o 7,5 kg na celkovou hmotnost mobilního manipulátoru 52,454 kg. Z konstrukčního hlediska by změna akumulátoru neměla být problém, protože akumulátor má podobné rozměry jako stávající akumulátor. Nevýhodou tohoto akumulátoru je jeho vysoká cena, která činí 5 095,-Kč. Další z možností jak snížit hmotnost může být provedení odlehčení konstrukce rámu nebo odebrání některých komponentů, jako například indikátor stavu akumulátoru nebo digitální váha.

<i>Výstupní napětí:</i>	12 V
<i>Kapacita:</i>	20 Ah
<i>Rozměry (d x š x v):</i>	178 x 76 x 170 mm
<i>Hmotnost:</i>	2,6 Kg
<i>Pořizovací cena:</i>	5 095,- Kč

Tab. H-1: Základní technické parametry Powerizer LiFePO4

Pozn. Cena v tabulce je uvedeny bez DPH k datu 3. 5. 2012.



Obr. H-2: Akumulátor Powerizer LiFePO4

Příloha I: Obrázky 3D modelu mobilního manipulátoru

Obr. I-1: 3D model mobilního manipulátoru rendrovaný v programu Pro/Engineer



*Obr. I-3: 3D model mobilní manipulátoru rendrovaný v programu
Creo*

Poděkování

Rád bych touto cestou poděkoval mému vedoucímu diplomové práce prof. Dr. Ing. Vladimíru Mostýnovi za čas strávený konzultacemi, podnětné připomínky a odbornou pomoc při zpracování diplomové práce.